Е. ВИДЕМАН, В. КЕЛЛЕНБЕРГЕР

КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Сокращенный перевод с немецкого **Б. А. Цветкова**
под редакцией **Б. Н. Красовского**



«ЭНЕРГИЯ»
Ленинградское отделение
1972

6П2.12
УДК 621.313 : 62—11
В 42

Видеман Е., Келленбергер В.

В 42 Конструкции электрических машин. Сокр. пер. с нем. Под ред. Б. Н. Красовского. Л., «Энергия», 1972.

520 с. с ил.

Книга отражает новейший технический и производственный опыт зарубежных электромашиностроительных фирм.

В ней достаточно полно изложены исходные данные для конструирования электрических машин, приведены подробные характеристики электротехнических материалов, рассмотрено конструктивное исполнение различных видов электрических машин и наиболее важных их узлов и деталей. Изложены механические проблемы, возникающие при конструировании, рассмотрены вопросы безвибрационной работы, балансировки, расчета подшипников электрических машин и т. д. Книга содержит обширный справочный материал и примеры расчетов.

Книга рассчитана на инженеров-конструкторов, расчетчиков и эксплуатационников электрических машин, а также может быть полезна студентам вузов, специализирующимся в области электромашиностроения.

3-3-10
150-71 **6П2.12**

EUGEN WIEDEMANN, WALTER KELLENBERGER
KONSTRUKTION ELEKTRISCHER MASCHINEN

Springer—Verlag Berlin (Heidelberg)
New York 1967

Е. ВИДЕМАН, В. КЕЛЛЕНБЕРГЕР

КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Редакторы: Л. М. Пархоменко, В. Н. Миханкова
Художественный редактор Г. А. Гудков
Технический редактор О. С. Житникова
Корректор А. Ф. Кузнецова

Сдано в производство 25/XI 1971 г. Подписано к печати 16/II 1972 г. Печ. л. 32,5. Уч.-изд. л. 38,5. Бум. л. 16,25. Бумага типографская № 2, 60×90[1]/16. Тираж 10 000 экз. Цена 2 р. 86 к. Заказ 2430.

Ленинградское отделение издательства «Энергия». Марсово поле, 1.

Ленинградская типография № 4 Главполиграфпрома Комитета по печати при Совете Министров СССР, Социалистическая, 14.

ПРЕДИСЛОВИЕ К РУССКОМУ ПЕРЕВОДУ

Предлагаемый советским читателям перевод книги ведущих инженеров фирмы «Броун—Бовери» Е. Видемана и В. Келленбергера «Конструкции электрических машин» представит несомненный интерес для советских конструкторов, поскольку в этом труде авторами обобщен опыт ряда передовых европейских электромашиностроительных фирм. Особого внимания заслуживает новый подход авторов к методологии конструирования, в частности ряд параграфов первой части книги, посвященных анализу факторов, влияющих на конструкцию электрических машин.

Следует отметить, что поскольку переводимая книга возникла на основе курса лекций, прочитанных авторами в Высшей технической школе в Дармштадте, в оригинале содержался ряд разделов, необходимых при изложении данного курса в высшей школе, но не представляющих интереса для специалистов-конструкторов. Поэтому при переводе был исключен материал, который с исчерпывающей полнотой освещен в трудах отечественных авторов. Также исключены параграфы обзорного характера, дающие общее представление о коллекторных машинах переменного тока и машинах для электрической тяги, поскольку по этим вопросам имеются фундаментальные труды М. П. Костенко, А. Е. Алексеева и А. Б. Иоффе.

В книге рассмотрены конструкции электрических машин постоянного тока, синхронных машин, включая турбо-и гидрогенераторы, и асинхронных машин различных типов. Микромашины и авиационные электрические машины авторами не рассматривались. Многочисленные примеры выполненных машин, тепловые и механические расчеты с конкретными примерами и большое количество конструктивных чертежей помогут читателю получить правильную картину современного уровня электромашиностроения.

Ввиду того что конструирование электрических машин требует обширных знаний в смежных областях (механика, прочность, вибрации, аэрогидродинамика, процессы теплопередачи, технология, материаловедение и т. д.), в предлагаемой книге эти проблемы кратко изложены в необходимом объеме. Для более глубокого изучения указанных вопросов читателю рекомендуется соответствующая специальная литература, приведенная в тексте в многочисленных сносках; кроме того, в конце книги дан перечень публикаций МЭК и специальных справочников.

Наибольший интерес представляет третья часть книги — «Конструктивные элементы электрических машин». Эта часть написана В. Келленбергером — известным специалистом в области механики и прочности электрических машин. Перевод третьей части предлагается советским читателям без сокращений. В частности, из материалов третьей части видно, какое внимание уделяется за рубежом конструкции и технологии изготовления коллекторов, важнейших конструктивных элементов электрических машин постоянного тока. Также большого внимания заслуживают рекомендации автора по технологии сборки пакетов активной стали статоров и полюсов.

В прочностных расчетах конструктивных деталей сложной формы, как, например, цилиндрической оболочки с усиливающим фланцем на конце, а также колец фасонного сечения, подвергающихся выкручиванию, автор использует общеизвестное понятие податливости, составляя уравнения совместности деформаций мысленно выделенных отдельных частей детали сложной формы.

Несомненный интерес представляют главы, посвященные расчетам собственных частот крутильных и поперечных колебаний валопроводов на многих опорах.

Можно надеяться, что перевод книги Е. Видемана и В. Келленбергера «Конструкции электрических машин» будет полезен советским конструкторам-электромашиностроителям, в особенности молодым специалистам, расширит их кругозор и эрудицию, в частности, в вопросах влияния на конструкцию электрических машин внешних факторов: условий эксплуатации, транспортировки и монтажа.

Б. Н. Красовский

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Глава первая

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА КОНСТРУКЦИЮ

Конструкция электрических машин зависит от ряда различных факторов, наиболее существенные из них анализируются ниже.

1-1. Типы приводов

На конструкцию электрических машин значительное влияние оказывает вид привода для генераторов и вид приводимых в движение машин или механизмов для электродвигателей.

Виды приводов генераторов:

1. Непосредственный или непрямой (через редукторные передачи, концентричный или эксцентричный, механический или гидравлический) привод от паровых или газовых турбин. Привод горизонтальный, турбины быстроходные, генератор при нормальной работе имеет скорость вращения 3000 или 1500 *об/мин* при 50 *гц* (в США 3600 или 1800 *об/мин* при 60 *гц*).

2. Непосредственный или непрямой (через редукторы) привод от гидравлических турбин, горизонтальный, вертикальный или наклонный (под углом). Тип гидравлической турбины (Френсиса, Каплана, капсульные и т. д.) влияет на конструкцию генератора. Сюда относятся также возбудители, валогенераторы, тахогенераторы и генераторы для привода регуляторов.

3. Непосредственный привод от поршневых машин (дизели для стационарных установок или дизель-электрические агрегаты для транспорта).

4. Непосредственный или непрямой (через редукторы) привод от электродвигателей (преобразователи, генераторы разрывной мощности).

5. Непрямой привод через зубчатые или фрикционные передачи, карданные валы электрических машин, устанавливаемых на транспортных средствах (локомотивы, моторные вагоны, автомобили).

6. Пендель-генераторы (электродинамические динамометры) для измерения вращающих моментов, приводимые в движение машиной, на которой производятся измерения.

Виды приводов посредством электродвигателей:

1. Нормальные электродвигатели: непосредственный привод или привод через механические или гидравлические передачи (в том числе и регулируемые), ременные или тросовые шкивы, горизонтальные или вертикальные, для рабочих механизмов, станков, воздуходувок, насосов, транспортеров, текстильных и бумагоделательных машин, сельскохозяйственных машин или других электрических машин.

2. Специальные электродвигатели: привод рабочих механизмов или аппаратов посредством специальных встроенных или пристроенных электродвигателей, которые органически связаны с рабочим механизмом (вентиляторы, пылесосы, бытовые машины, стиральные автоматы, двигатели Шремма, двигатели рольгангов, двигатели с редукторами, самотормозящиеся двигатели, ручные дрели и т. п.).

3. Привод электрических средств транспорта (двигатели электровозов трамваев, электропоездов, троллейбусов, электрокаров и. т п.).

1-2. Классы изоляции

Свойства применяемых изоляционных материалов оказывают влияние не только на отвод тепла (см. § 1-3) и на электрическую прочность, но и непосредственно на конструкцию (толщина изоляции, пути токов утечки, способы защиты).

Применяемые в настоящее время изоляционные материалы подразделяются по их нагревостойкости на приведенные в табл. 1-1 классы. Классы изоляции характеризуются максимально допустимыми предельными температурами, которые длительно могут воздействовать на изолированные части машины и при которых изоляционный материал соответствующего класса не теряет своих свойств в течение принятой длительности эксплуатации машины. Перечни материалов в табл. 1-1 должны рассматриваться как рекомендации для выбора материалов и не имеют обязательного характера (см. рекомендации МЭК 85).

Допустимые предельные температуры перегрева приведены в табл. 1-2—1-4, а методы измерения температуры — в табл. 1-5.

В табл. 1-2 указаны допустимые предельные температуры перегрева для машин с обычным воздушным охлаждением или непосредственным водяным охлаждением, а также для машин с непосредственным охлаждением проводников воздухом. Эти предельные температуры перегрева справедливы для охлаждения воздухом или водой, температура которых на входе не превышает 40° С, и для изоляции из материалов классов A, E, B, F и H. Для материалов класса Y допустимые предельные температуры на 15° С ниже, чем для класса A.

Если в машинах с замкнутой системой охлаждения воздух или газ охлаждается водяными охладителями, то решающее значение для определения температуры перегрева имеет температура охлаждающей среды на входе в машину. Однако для машин такой конструкции (за исключением турбогенераторов) по предварительному согласованию в качестве расчетной величины может приниматься также и температура воды. Если при этом температура воды на входе в охладитель не превы-

шает 25° С, то в качестве предельных температур перегрева справедливы на 10° С бóльшие значения, чем в табл. 1-2.

В табл. 1-3 приведены допустимые температуры перегрева и предельные температуры для турбогенераторов и компенсаторов реактивной мощности с замкнутой системой охлаждения водородом и непосредственным охлаждением проводников, причем температура охлаждающей среды на входе не должна превышать 40° С.

Для машин, охлаждаемых свежим воздухом, место установки которых находится выше 1000 *м* над уровнем моря, принято, как правило, уменьшать приведенные в табл. 1-2—1-4 предельные температуры перегрева на 1% на каждые 100 *м* увеличения высоты места установки выше 1000 *м*, за исключением тех случаев, когда максимальная температура охлаждающего воздуха из расчета на каждые 1000 *м* высоты по крайней мере на 5° С ниже 40° С.

Для испытаний на нагрев в разных странах действуют соответствующие правила: в ФРГ, например, VDE 0530.

Установка электрических термометров (термопар или термометров сопротивления) в обмотках статоров машин переменного тока номинальной мощностью выше 5 *Мв·а* или с длиной активной стали более 1 *м* общепринята, частично регламентируется правилами и должна быть предусмотрена конструктором. Термометры должны быть распределены приблизительно равномерно по окружности и длине в предполагаемых наиболее нагретых местах. Их следует встраивать в пазы, но вне изоляции, при двух- и многослойных обмотках — между двумя изолированными сторонами катушек, а при однослойных обмотках — между катушечной или стержневой изоляцией и пазовой изоляцией на дне паза.

1-3. Нормы нагрева

В табл. 1-2—1-4 приведены предельные температуры перегрева различных типов обмоток и прочих частей электрических машин в зависимости от классов изоляционных материалов, указанных в табл. 1-1. Предельные температуры по табл. 1-2—1-4 справедливы при условии, что температура подводимой газообразной охлаждающей среды для машин, охлаждаемых свежим воздухом, и температура циркулирующей среды на выходе из охладителя для машин с замкнутой системой охлаждения не превышает 40° С (для машин с непосредственным водяным охлаждением действуют особые правила, например VDE 0530).

Предельные температуры перегрева обмоток по табл. 1-2—1-4 определяются из максимально допустимых для соответствующих классов изоляции температур при приблизительном нагреве по табл. 1-1 (колонка 1) за вычетом температуры охлаждающей среды 40° С и за вычетом эмпирической величины (5—15°), равной разности между температурой недоступного для измерения предположительно наиболее горячего места обмотки и практически измеряемой температурой обмотки.

Конечные температуры перегрева в номинальном режиме (режиме работы, для которого предназначена машина и который указан на ее щитке номинальных данных) не должны превышать предельных

Таблица 1-1. **Классификация изоляционных материалов по нагревостойкости** (публикация МЭК 85)

Класс, предельная температура	Перечень изоляционных материалов	Изоляционные материалы	Связующие, пропиточные и покровные средства, применяемые изготовителями перечисленных в колонке 3 материалов	Пропиточные средства, применяемые при обработке изоляционных материалов
1	2	3	4	5
Y 90° С	Основной	Хлопок Натуральный шелк Штапельное волокно Искусственный шелк Полиамидное волокно Бумага и изделия из бумаги Прессшпан Фибра Дерево Анилиноформальдегидная смола Мочевиноформальдегидная смола	Не применяются	Не требуются
	Дополнительный	Полиакрилат Полиэтилен Полистирол Полихлорвинил с пластификатором или без него Вулканизированная натуральная резина	Не применяются	Не требуются

Продолжение табл. 1-1

1	2	3	4	5
A 105° C	Основной	Хлопчатая бумага Натуральный шелк Штапельное волокно Искусственный шелк Полиамидное волокно Бумага и изделия из бумаги Прессшпан Фибра Дерево } Пропитанные в наполнителе или погруженные в жидкий диэлектрик	Не применяются	Высыхающие модифицированные маслом лаки из натуральных смол, шеллак, копал и другие натуральные смолы, растворы или суспензии сложных и простых эфиров целлюлозы. Пропиточные средства, перечисляемые в более высоких классах по температуре. Изоляционные масла и синтетические диэлектрические жидкости
		Обработанные лаком текстильные материалы на основе хлопка, натурального шелка, штапельного волокна, искусственного шелка или полиамидных волокон, обработанная лаком бумага	Модифицированные маслом лаки из натуральных или синтетических смол	
		Шихтованное дерево	Фенолформальдегидная смола	
		Целлюлозоацетатная пленка Ацетобутиратная пленка Полиэфирные смолы с сетчатыми молекулами Лак для обмоточных проводов на основе масляных или полиамидных смол	Не применяются	

Продолжение табл. 1-1

1	2	3	4	5
	Дополнительный	Полихлоропреновые эластомеры Бутадиеноакрилонитриловые эластомеры	Не применяются	Упомянутые выше или продукты, перечисляемые в более высоких классах по температуре
E 120° C	Основной	—	—	—
	Дополнительный	Лаки для обмоточных проводов на основе поливиниловых, ацеталевых, полиуретановых или эпоксидных смол	Не применяются	Модифицированный маслом асфальт и синтетические смолы. Полиэфирные смолы с сетчатыми молекулами, эпоксидные смолы. Пропиточные средства, перечисляемые в более высоких классах по температуре
		Прессованные детали с целлюлозным наполнителем Хлопковые шихтованные материалы Бумажные » »	Меламиноформальдегидные, фенолоформальдегидные и фенолофурфураловые смолы	
		Полиэфирные смолы с сетчатыми молекулами Целлюлозотриацетатные пленки Полиэтилентерефталатные пленки » волокна	Не применяются	
		Текстильные материалы, обработанные полиэтилентерефталатом	Модифицированные маслом алкидные смолы	

1	2	3	4	5
В 130° С	Основной	Стекловолокно Асбест	Не применяются	Модифицированные маслом лаки из асфальта и синтетических смол
		Обработанные лаком стекловолокнистые материалы	Модифицированные маслом лаки из синтетических смол	Полиэфирные смолы с сетчатыми молекулами, эпоксидные смолы. (Если предъявляются требования в отношении способности выдерживать высокие механические нагрузки, перечисленные выше материалы могут оказаться недостаточно прочными, и тогда могут применяться немодифицированные фенольные смолы.) Пропиточные средства, перечисляемые в более высоких классах по температуре
		Слюдяные материалы (с подложкой или без подложки)	Шеллак, асфальт или битумы. Компаундные массы. Модифицированные маслом синтетические смолы. Полиэфирные смолы с сетчатыми молекулами, эпоксидные смолы, алкидные смолы	
		Стекловолокнистые шихтованные материалы Асбестовые шихтованные материалы Прессованные детали с минеральными наполнителями	Меламиноформальдегидные смолы Фенолоформальдегидные смолы	

Продолжение табл. 1-1

1	2	3	4	5
B 130° C	Дополнительный	Прессованные детали с минеральными наполнителями Полимонохлоротрифторэтилен	Полиэфирные смолы с сетчатыми молекулами Не применяются	Пропиточные средства, перечисляемые в более высоких классах по температуре
	Основной	—	—	—
F 155° C	Дополнительный	Стекловолокно Асбест	Не применяются	Алкидные смолы Эпоксидные смолы Полиэфирные и полиуретановые смолы с сетчатыми молекулами и высокой термической устойчивостью Силиконоалкиднофенольные смолы Пропиточные средства, перечисляемые в более высоких классах по температуре
		Обработанные лаком асбест Слюдяные материалы (с подложкой или без подложки)	Алкидные смолы Эпоксидные смолы Полиэфирные и полиуретановые смолы с сетчатыми молекулами и высокой термической устойчивостью Силиконоалкидные смолы	
H 180° C	Основной	Стекловолокно Асбест	Не применяются	Пригодные силиконовые (кремнийорганические) смолы
		Обработанные лаком стекловолокнистые материалы Обработанный лаком асбест	Пригодные силиконовые смолы Силиконовый каучук	Пригодные силиконовые смолы

1	2	3	4	5
H 180° C	Основной	Слюдяные материалы (с подложкой или без подложки) Стекловолокнистые шихтованные материалы Асбестовые » »	Пригодные силиконовые смолы	Пригодные силиконовые смолы
	Дополнительный	Силиконовый каучук	Не применяются	
		—	—	—
С и при 180° С	Основной	Слюда Фарфор и другие керамические материалы Стекло Кварц (Максимальная рабочая температура ограничивается физическими и техническими свойствами)	Не применяются	Неорганические связующие, как, например, стекло или цемент
	Дополнительный	Обработанные стекловолокнистые материалы Обработанный асбест Слюдяные материалы	Силиконовые смолы с высокой термической устойчивостью (предельная устойчивость свыше 225° С)	Силиконовые смолы с высокой термической устойчивостью (предельная устойчивость свыше 225° С)
		Политетрафторэтилен (предельная устойчивость свыше 250° С)	Не применяются	—

Таблица 1-2. **Предельные температуры перегрева для машин, за исключением турбогенераторов и компенсаторов реактивной мощности**

Часть машины	Класс изоляции обмотки														
	A			E			B			F[2]			H[2]		
	I °C	II °C	III °C	I °C	II °C	III °C	I °C	II °C	III °C	I °C	II °C	III °C	I °C	II °C	III °C
1. Обмотки переменного тока турбогенераторов номинальной мощностью 5000 *кв·а* и выше. Обмотки переменного тока машин с явновыраженными полюсами и асинхронных машин номинальной мощностью 5000 *кв·а* и выше или с длиной сердечника 1 *м* и более . . . . Измерение с помощью температурных индикаторов может применяться на меньших машинах. При этом справедливы указанные предельные температуры перегрева	—	60	60[1]	—	70	70[1]	—	80	80[1]	—	100	100[1]	—	125	125[1]
2. Обмотки машин переменного тока номинальной мощностью меньше, чем в п. 1. Обмотки возбуждения машин переменного и постоянного тока с возбуждением постоянным током, за исключением машин по пп. 3 и 4.	[з]	60	—	[з]	75	—	[з]	80	—	[з]	100	—	[з]	125	—
3. Обмотки возбуждения цилиндрических роторов с возбуждением постоянным током. . . .	—	65	—	—	80	—	—	90	—	—	100	—	—	125	—
4. Многослойные обмотки возбуждения с малым сопротивлением и компенсационные обмотки	60	60	—	75	75	—	80	80	—	100	100	—	125	125	—
Однослойные обмотки с открытыми голыми поверхностями.	65	65	—	80	80	—	90	90	—	100	110	—	135	135	—
5. Постоянно короткозамкнутые изолированные обмотки	60	—	—	75	—	—	80	—	—	100	—	—	125	—	—

6. Постоянно короткозамкнутые неизолированные обмотки	Температуры перегрева этих частей ни в коем случае не должны достигать таких значений, при которых возникала бы опасность для обмоток, изоляции или других соседних частей														
7. Стальные сердечники и другие части, которые не соприкасаются с обмотками															
8. Стальные сердечники и другие части, которые соприкасаются с обмотками	60	—	—	75	—	—	80	—	—	100	—	—	125	—	—
9. Коллекторы и контактные кольца, открытые или закрытые[5]	60	—	—	70	—	—	80	—	—	80[4]	—	—	80[4]	—	—
10. Подшипники скольжения и качения . . .	50	—	—	50	—	—	50	—	—	50	—	—	50	—	—
Подшипники качения со специальной жировой смазкой	60	—	—	60	—	—	60	—	—	60	—	—	60	—	—

I — измерение термометрами. II — измерение по методу сопротивления. III — измерение встроенными температурными индикаторами.

[1] Для статорных обмоток с номинальными напряжениями свыше 11 *кв* и полной изоляцией от земли необходимо предельные температуры перегрева из расчета на каждый киловольт (или часть этой величины) превышения номинального напряжения величины 11 *кв* при измерениях с помощью термометров или встроенных температурных индикаторов снижать на 1,5°С. В отношении допустимых предельных температур перегрева для машин с номинальными напряжениями свыше 17 *кв* должна достигаться особая договоренность.

[2] Если нет иной договоренности, то температура перегрева частей машин с номинальной мощностью 5 *Мв·а* и выше или с длиной сердечника 1 *м* и более, которые изолированы материалами класса F или H, не должна превышать предельной температуры перегрева для изоляционных материалов класса B.

[3] В тех случаях, когда применяются только методы измерения термометрами и исключается измерение по методу сопротивления, приведенные для метода сопротивления предельные температуры перегрева должны быть снижены на 10°С для классов A, E и B, на 15°С для класса F и на 20°С для класса H.

[4] В тех случаях, когда обмотки машин изолированы по классу F или H, предельные температуры перегрева коллекторов и контактных колец могут превышаться при изоляции обмоток по классу F на 10°С и по классу H на 20°С, если выполняются следующие условия: температура перегрева изоляции коллекторов и контактных колец, а также изоляции прилегающих частей обмоток не должна превышать предельной температуры перегрева для этой изоляции; изготовитель должен гарантировать, что повышенная температура не будет оказывать вредного влияния на коммутацию; достигаемые температуры не должны снижать качества паяных соединений.

Для предельной температуры перегрева решающее значение имеет класс изоляции присоединенной обмотки.

Таблица 1-3. Предельные температуры перегрева для турбогенераторов и компенсаторов реактивной мощности при замкнутой системе охлаждения водородом, за исключением машин с непосредственным охлаждением проводников

Часть машины			Класс изоляционного материала B °C	F[5] °C	H[5] °C
Статор[6]	Абсолютное давление водорода	1,035 *кГ/см*²	80[1]	100[1]	В стадии согласования
		2,0 *кГ/см*²	75[1]	95[1]	
		3,0 *кГ/см*²	70[1]	90[1]	
		4,0 *кГ/см*²	65[1]	85[1]	
Ротор	а) цилиндрический		85[2]	105[2]	
	б) с явновыраженными полюсами с однослойной обмоткой		90[2]	110[2]	
Стальной сердечник и другие части, не соприкасающиеся с обмотками			Температура перегрева этих частей ни в коем случае не должна достигать таких значений, чтобы возникала опасность для обмоток, изоляции или других соседних частей		
Стальной сердечник и другие части, соприкасающиеся с обмотками			80[3]	90[3]	В стадии согласования
Контактные кольца			80[3]	80[3, 4]	

[1] Измерение с помощью встроенных температурных индикаторов.

[2] Измерение по методу сопротивления.

[3] Измерение с помощью термометров.

[4] См. табл. 1-2, сноску 4.

[5] Если нет иной договоренности, то температура перегрева частей машин, которые изолированы материалами класса F или H, не должна превышать предельной температуры перегрева для изоляционных материалов класса B.

[6] Для генераторов с косвенным охлаждением водородом предельные температуры перегрева по табл. 1-3 должны в случае статорных обмоток с номинальными напряжениями свыше 11 *кв* снижаться на величину: при номинальных напряжениях $\leqslant 17$ *кв* на 1° C из расчета на каждый киловольт (или часть этой величины) свыше 11 *кв*; при номинальных напряжениях > 17 *кв* еще на 0,5° C из расчета на каждый киловольт (или часть этой величины) свыше 17 *кв*.

Таблица 1-4. **Предельные температуры перегрева $\vartheta_{и}$ и предельные температуры машин ϑ_{max} с замкнутой системой охлаждения и непосредственным охлаждением проводников газом или жидкостью**

№ пп.	Часть машины Охлаждающая среда		Метод измерения	Класс изоляционного материала			
				B		F[1]	
				$\vartheta_{и}$ °C	ϑ_{max} °C	$\vartheta_{и}$ °C	ϑ_{max} °C
1	Водород	на выходе из обмотки статора	Встроенные температурные индикаторы		110		130
2	Масло или вода			—	85	—	85
3	Обмотка статора		Встроенные температурные индикаторы	(80)[2]	(120)[2]	(100)[2]	(140)[2]
4	Обмотка ротора Число зон[3], из которых выходит охлаждающий газ:		По методу сопротивления				
	1 и 2			60		75	
	3 и 4			65		80	
	6			70		85	
	8 и более			75		90	

[1] Если нет иной договоренности, то температура перегрева частей машины, которые изолированы материалами класса F или H, не должна превышать предельной температуры для изоляционных материалов класса B.

[2] Указанные в скобках температуры для статорных обмоток должны ограничивать нагрев, вызванный стальным сердечником. Температура перегрева, измеренная встроенными температурными индикаторами, не дает никаких данных в отношении наиболее горячих точек обмотки статора. Лишь поддержание выходных температур охлаждающей среды (пп. 1 и 2) гарантирует, что не превышается допустимая температура наиболее горячих точек.

[3] Зоны, в которых охлаждающий газ выходит из обмотки ротора, отсчитываются на участке бочки ротора и лобовых частей обмотки. Каждая зона, из которой охлаждающий газ выходит двумя путями, записывается дважды.

Таблица 1-5. **Методы измерения температуры**

Обмотки	Метод измерения температуры
1. Обмотки статоров машин переменного тока с номинальными мощностями свыше 5 *Мв·а* или длиной активной стали более 1 *м* Исключение: обмотки статора с одной стороной катушки на паз	Встроенные температурные индикаторы
2. Обмотки, на которых не может быть осуществлено измерение по методу п. 1 или по методу сопротивления, например обмотки ротора, компенсационные и добавочных полюсов с очень низким сопротивлением, в особенности если сильное влияние оказывает сопротивление соединений, а также однослойные обмотки	Термометры
3. Все обмотки, если в пп. 1 и 2 не предусмотрены другие методы	По сопротивлению

температур перегрева по табл. 1-2—1-4. Если на месте использования машины наибольшая температура газообразной охлаждающей среды на входе на какую-то определенную величину ниже 40° С, то при конкретном согласовании этого обстоятельства с руководством эксплуатации предельные температуры, указанные в табл. 1-2—1-4, можно повысить на эту величину.

Для грозо- и взрывозащищенных машин (способ защиты «повышенная надежность» и способ защиты «герметическое закрытие») в нормали VDE 0170/0171 установлены особые значения предельных температур и предельных нагревов.

1-4. Механические и электрические нагрузки

А. Вращающие моменты. Вращающий момент M определяется из активной мощности P и скорости вращения n по формуле

$$M = 97\,400 P/n, \qquad (1\text{-}1а)$$

где M — в *кГ·см*; P — в *квт*; n — в *об/мин*;

$$M = 71\,600 P/n,$$

где M — *кГ·см*; P — в *л. с.*; n — в *об/мин*.

В электромашиностроении часто практикуется (например, по нормам для концов валов, муфт и т. д.) производить расчеты по приближенной формуле

$$M = \frac{P}{n}, \qquad (1\text{-}1б)$$

где M — в *кГ·см*; P — в *вт*; n — в *об/мин*.

Для двигателей переменного тока различают следующие вращающие моменты.

В асинхронном режиме:

1. Начальный пусковой момент, представляющий собой наименьший момент, который развивает двигатель, питаемый номинальным напряжением при номинальной частоте, на приводном конце вала при всех возможных положениях ротора.

2. Минимальный момент, представляющий собой наименьший момент, который развивает двигатель, питаемый номинальным напряжением при номинальной частоте, на приводном конце вала при разгоне в диапазоне между состоянием покоя и максимальным (опрокидывающим) моментом вращения.

3. Максимальный (опрокидывающий) момент, представляющий собой наибольший момент, который развивает асинхронный двигатель, питаемый номинальным напряжением при номинальной частоте, на приводном конце вала при разгоне в диапазоне между скоростью вращения при минимальном моменте и номинальной скоростью вращения.

В синхронном режиме:

Максимальный (опрокидывающий) момент, представляющий собой наибольший момент, который может развивать синхронный двигатель в синхронном режиме при номинальном напряжении, номинальной

частоте и номинальном возбуждении на приводном конце вала при медленном повышении нагрузочного вращающего момента, не выпадая при этом из синхронизма.

Б. Перегрузочная способность по току и вращающему моменту, несимметричная нагрузочная способность. *1. Перегрузочная способность по току.* Машины, рассчитанные на длительный режим работы, должны в рабочем нагретом состоянии и по возможности при номинальном напряжении выдерживать без повреждения или остаточной деформации следующие максимальные токи: в общем случае 1,5-кратный номинальный ток в течение 15 *сек*, а машины постоянного тока с номинальными напряжениями менее 250 *в* — ток короткого замыкания в течение 15 *сек*, если он меньше 1,5-кратного номинального тока.

2. *Перегрузочная способность по вращающему моменту.* Двигатели переменного тока должны быть в состоянии при номинальном напряжении и номинальной частоте развивать по крайней мере максимальные моменты, указанные в табл. 1-6.

Двигатели постоянного тока должны быть в состоянии при номинальном напряжении развивать в качестве наибольшего момента указанные для асинхронных двигателей максимальные моменты.

Таблица 1-6. **Максимальные моменты двигателей переменного и постоянного тока**
(минимальные значения)

Момент	Тип двигателя		
	Асинхронные двигатели. Двигатели постоянного тока	Синхронные двигатели	
		с цилиндрическим ротором	с явнополюсным ротором
$\frac{\text{Максимальный момент}}{\text{Номинальный момент}}$	1,6	1,35	1,5

3. *Несимметричная нагрузочная способность.* Под относительной несимметричной нагрузкой понимают для генераторов трехфазного тока отношение обратного тока к номинальному току. Несимметричная нагрузка вызывает наряду с потерями от вихревых токов, обусловленными высшими гармоническими поля воздушного зазора, дополнительные потери от вихревых токов на поверхности полюсов или ротора. Массивные полюсы могут выдерживать длительные несимметричные нагрузки порядка 10—15%, а шихтованные полюсы с демпферной обмоткой — порядка 12—18%. Согласно нормали VDE 0530 для турбогенераторов мощностью до 100 *Мв·а* допускается длительная несимметричная нагрузка до 8%, в то время как при больших мощностях ввиду повышенного использования допустимая несимметричная нагрузка должна быть уменьшена. Высшие гармонические) при работе с выпрямителями) оказывают такое же влияние на ротор, как и несимметричные нагрузки, и вызывают, кроме того, увеличение добавочных потерь в обмотке статора.

В. Прочность при коротких замыканиях. Синхронные машины должны выдерживать механические нагрузки, вызываемые ударными короткими замыканиями. Заказчик может требовать доказательства этого путем испытания машины на холостом ходу при 1,05-кратном напряжении и коротком замыкании на всех полюсах. На практике обычно короткие замыкания на зажимах не происходят, и поэтому следует принимать во внимание только возможность короткого замыкания за трансформатором, вследствие чего имеют место значительно меньшие ударные токи. Тем не менее при расчете надо учитывать все возможные в эксплуатации случаи, и поэтому в расчет следует вводить реактивные сопротивления, соответствующие самому неблагоприятному случаю — короткому замыканию на зажимах.[1] После проведения испытания на короткое замыкание на зажимах необходимо проверять отсутствие повреждений в креплениях обмоток. Для машин, которые в эксплуатации подвергаются действию постоянных коротких замыканий (например, так называемые ударные генераторы), требуется особо прочное крепление лобовых частей обмоток.

Ударный ток трехфазного короткого замыкания синхронных машин обычно не должен превышать 15-кратного пикового значения и 21-кратного эффективного значения номинального тока. Для крупных двухполюсных турбогенераторов, как правило, имеют место несколько бо̀льшие величины.

Вращающий момент в режиме короткого замыкания, рассчитываемый по ударному току, напряжению и коэффициенту мощности, действует как на ротор, так и на статор. Воспринимаемый валом и корпусом вращающий момент при коротком замыкании должен рассчитываться с учетом промежуточно включенных масс и упругостей и получается всегда меньше величины, соответствующей отношению тока короткого замыкания к номинальному току.[2]

Г. Механическая прочность. *1. Прочность при испытательной скорости вращения.* Все машины должны выдерживать приведенные в табл. 1-7 угонные скорости вращения без возникновения вредных остаточных деформаций наиболее важных частей. Если машины не могут быть подвергнуты испытанию на разнос, то часто заказчик требует расчетного доказательства того, что нагрузки, вызываемые центробежными силами при угонной скорости вращения, не превышают, например, 75% предела текучести примененного материала. При таких расчетах применяются, если нет иной договоренности, общепринятые методы определения нагрузок. Испытание на разнос проводится в два или несколько этапов с промежуточным контролем (визуальным и с помощью тензометров). Разгон должен производиться обычно настолько быстро, чтобы время от 0,8-кратной до полной угонной скорости вращения n_s составляло приблизительно не более 2 *мин*. При равномерном нарастании скорости вращения в течение 2 *мин* это соот-

---

[1] См. расчет тока и момента короткого замыкания для роторов со спицами — стр. 344, валов — стр. 420 и статоров с упругой подвеской — стр. 485.

[2] См. примеры: для вала — стр. 426, для статора — стр. 488.

Таблица 1-7. **Угонные скорости вращения**

Вид машины		Угонная скорость вращения
Генераторы		Угонная скорость вращения турбины по крайней мере:
	с приводом от гидравлической турбины	1,8-кратная номинальная скорость вращения
	с приводом от паровой турбины	1,2-кратная номинальная скорость вращения
	с другими видами привода	1,2-кратная номинальная скорость вращения
Двигатели	с неизменной скоростью вращения	1,2-кратная скорость вращения холостого хода
	с изменяющейся по ступеням скоростью вращения	1,2-кратная наибольшая скорость вращения холостого хода
	с регулируемой скоростью вращения	1,2-кратная наибольшая скорость вращения холостого хода
	с сериесной характеристикой	1,2-кратная наибольшая скорость вращения, указанная на щитке, по крайней мере 1,5-кратная номинальная скорость вращения
Компенсаторы реактивной мощности	с неизменной скоростью вращения	1,2-кратная номинальная скорость вращения
Тяговые двигатели на железнодорожном транспорте	в общем случае	1,25-кратная максимальная допустимая скорость вращения
	несколько постоянно последовательно соединенных двигателей с индивидуальными приводами	1,35-кратная максимально допустимая скорость вращения
Вспомогательные машины на железнодорожном транспорте	с шунтовой характеристикой	1,2-кратная скорость вращения холостого хода
	с сериесной характеристикой	1,5-кратная номинальная скорость вращения
Осветительные генераторы на железнодорожном транспорте		1,25-кратная максимально допустимая скорость вращения

ветствует мощности ускорения[1]: $P_b = 4{,}1 \cdot 10^{-9}\ GD^2 n_s$, где P_b — в *квт*; GD^2 — в *кГ·см²*; n_s — в *об/мин*.

2. *Прочность при повышенном давлении.* Корпусы машин с водородным охлаждением, а также все прочие детали, служащие для их герметизации, должны независимо от рабочего давления водорода рассчитываться на избыточное давление 10 *кГ/см²* и перед шихтовкой подвергаться гидравлическому испытанию с давлением 10 *кГ/см²*, которое служит и для доказательства герметичности, и для проверки механической прочности. В некоторых странах гидравлическое испытание заменяется при высоких рабочих давлениях испытанием газом под давлением, равным 1,5-кратному рабочему давлению газа в машине. Для грозо- и взрывозащищенных электродвигателей в герметическом исполнении существуют особые правила. Корпусы рассчитываются в соответствии с нормалью VDE 0170/171: при грозозащите на 6—8 *кГ/см²*, при взрывозащите на 8—10 *кГ/см²* и при взрывозащите класса 3 на 1,5-кратное измеренное давление взрыва, но не менее 8—10 *кГ/см²*.

3. *Прочность при вибрациях.* Для всех деталей машин, которые подвергаются действию вынужденных колебаний, целесообразно для надежного исключения резонансов выполнять расчеты их собственных частот. Вынужденные колебания могут иметь частоту скорости вращения, или значение целого кратного скорости вращения, или же частоту тока машины (см. стр. 409 и далее).

4. *Длительная (усталостная) прочность.* Нагрузки при угонных скоростях вращения и при повышенных давлениях носят статический характер, обладая неизменным знаком, а нагрузки при колебаниях имеют периодический характер, изменяясь по знаку. Совмещение этих двух видов нагрузки приводит к понятию о длительной (усталостной) прочности и имеет принципиально важное значение для механических расчетов.

1-5. Номинальные и испытательные напряжения

Генераторы должны быть способны развивать при номинальной мощности и номинальной частоте номинальное напряжение с допуском $\pm 5\%$. Электродвигатели должны быть в состоянии при заданной номинальной мощности и номинальной частоте работать с напряжением, отклоняющимся на $\pm 5\%$ от номинального значения.

При работе машин с предельными значениями напряжения температура перегрева может превышать указанные в табл. 1-2—1-4 предельные значения на величину до 10%.

---

[1] Вывод формулы: $\Delta E_{кин} = \frac{\Theta}{2}\left[\omega_s^2 - (0{,}8\omega_s)^2\right] = \frac{0{,}36\Theta\omega_s^2}{2}$;

$$P_b = \frac{\Delta E_{кин}}{\Delta t} = \frac{0{,}36\Theta\omega_s^2}{2\Delta t} = \frac{0{,}36 GD^2\omega_s^2}{2\Delta t \cdot 4g}$$

($\Delta t = 2 \cdot 60 = 120$ *сек*, $\omega_s \to n_s$; P_b *кГ·см/сек* $\to P_b$ *квт* — см. стр. 29).

Таблица 1-8. **Испытательные напряжения для проверки диэлектрической прочности обмоток**

№ пп.	Машины или их части	Испытательное напряжение U_p (эффективное значение) в зависимости от номинального напряжения U_N
1	Вращающиеся машины с номинальными мощностями менее 1 *квт* или 1 *кв·а* и номинальными напряжениями менее 100 *в*	500 *в* $+ 2\ U_N$
2	Вращающиеся машины с номинальными мощностями менее 10 000 *квт* или 10 000*кв·а*, за исключением машин по п. 1[2]	1000 *в* $+ 2\ U_N$[1]
3	Вращающиеся машины с номинальными мощностями 10 000 *квт* или 10 000 *кв·а* и выше[2]:	
	$U_N \leqslant 2000$ *в*	1000 *в* $+ 2\ U_N$
	2000 *в* $< U_N \leqslant 6000$ *в*	$2{,}5\ U_N$
	6000 *в* $< U_N \leqslant 17\,000$ *в*	3000 *в* $+ 2\ U_N$
	$U_N > 17\,000$ *в*	по особой договоренности[1]
4	Обмотки независимого возбуждения машин постоянного тока	1000 *в* + удвоенное наибольшее напряжение возбуждения, но не менее 1500 *в*
5	Обмотки возбуждения синхронных генераторов, синхронных двигателей и компенсаторов реактивной мощности:	
	а) Синхронные генераторы и компенсаторы реактивной мощности без асинхронного пуска	10 U_N, минимально 1500 *в*, максимально 3500 *в*
	б) Машины с асинхронным пуском, с обмоткой возбуждения, короткозамкнутой или замкнутой через сопротивление, меньше 10-кратного ее сопротивления[3]	10 U_N, минимально 1500 *в* максимально 3500 *в*
	в) Машины с асинхронным пуском, причем сопротивление в цепи возбуждения достигает 10-кратного значения волнового сопротивления или превышает его, или же обмотка возбуждения остается во время пуска разомкнутой с подразделением или без подразделения ее[3]	1000 *в* дополнительно к удвоенной величине наибольшего напряжения, которое может возникать при данных условиях пуска на зажимах обмотки возбуждения, а в случае подразделения последней — на зажимах ее отдельных участков, но не менее 1500 *в*

[1] Для двухфазных обмоток, имеющих общий зажим, в формулу для испытательного напряжения U_p следует подставлять в качестве номинального напряжения 1-4-кратное значение напряжения каждой отдельной фазы.

[2] Для испытания машин со ступенчатой изоляцией необходима особая договоренность.

[3] Напряжение, возникающее между обмотками возбуждения или их частями при предписанных условиях пуска, может измеряться при произвольно сниженном напряжении питания. Измеренное таким образом напряжение должно быть пересчитано в отношении напряжения питания при пуске к примененному пониженному измерительному напряжению.

№ пп.	Машины или их части	Испытательное напряжение U_p (эффективное значение) в зависимости от номинального напряжения U_N
6	Вторичные обмотки (обычные обмотки роторов) асинхронных двигателей или синхронизированных асинхронных машин в случае, если они не являются постоянно короткозамкнутыми (например, если предусмотрен реостатный пуск двигателя):	
	а) Нереверсируемые двигатели или же реверсируемые только в состоянии покоя	1000 *в* + удвоенное напряжение холостого хода — состояния покоя, измеренное между контактными кольцами или вторичными зажимами, если к первичной обмотке подведено номинальное напряжение
	б) Двигатели, которые путем реверсирования первичного вращающегося поля на ходу машины могут переключаться на работу с противоположным направлением вращения или тормозиться	1000 *в* + 4-кратное напряжение холостого хода — состояния покоя, определяемое так же, как по п. 6а.
7	Возбудители (с нижеследующими исключениями)	Как для обмоток, к которым они присоединяются
	Возбудители синхронных или синхронизированных двигателей, заземленные или отсоединяемые во время пуска от обмоток возбуждения	1000 *в* + удвоенное номинальное напряжение возбуждения, но не менее 1500 *в*
	Обмотки независимого возбуждения возбудителей	Как по п. 4
8	Соединенные машинные агрегаты и аппараты	Если необходимо провести испытания группы новых соединенных между собой машин, каждая из которых уже выдержала испытание обмоток, то прилагаемое испытательное напряжение не должно превышать 85% минимального испытательного напряжения для соответствующей части группы машин [1]

[1] Если несколько обмоток или несколько машин соединены между собой, то в качестве величины, к которой следует относить испытательное напряжение, следует принимать наибольшее напряжение, которое может возникнуть относительно земли.

Изоляция обмоток должна соответствовать испытательным напряжениям при испытаниях обмоток и витков. При испытательных напряжениях не должны возникать перекрытия или пробои. Испытательные напряжения для проверки диэлектрической прочности обмоток приведены в табл. 1-8, а для испытания витковой изоляции — в табл. 1-9.

Таблица 1-9. **Испытательные напряжения для проверки изоляции витков**

№ пп.	Вид обмотки	Испытательное напряжение / Номинальное напряжение
1	Обмотки, которые не подвергаются межфазному испытанию (за исключением электродвигателей постоянного тока)	1,5
2	Обмотки со ступенчатой изоляцией и заземлением одного зажима в рабочем состоянии	1,5
3	Обмотки машин постоянного тока и все прочие обмотки, не указанные в пп. 1 и 2	1,3

Выводные зажимы машин должны в течение 1 *мин* выдерживать испытательное напряжение, равное 1,5-кратному испытательному напряжению для обмоток, без возникновения пробоя или перекрытия.

Обмотки статоров машин переменного тока с номинальным напряжением выше 10 *кв*, как правило, снабжаются защитой против тлеющих разрядов в пазу и на выходе из паза (регулирование потенциала) (см. также стр. 189).

Испытания под напряжением проводятся обычно на заводе-поставщике. В некоторых странах (например, в США) существует правило, чтобы испытание под напряжением производилось при определенной предписанной температуре (например, 70° С) и повторялось с полным напряжением после укладки отдельных частей обмоток на месте установки машин (например, секционные катушки у гидрогенераторов). Как правило, следует избегать повторения испытания повышенным напряжением или же при необходимости применять сниженное до 80% испытательное напряжение.

1-6. Транспортировка электрических машин

Необходимость учитывать возможность транспортировки оказывает существенное влияние на конструкцию крупных электрических машин. Возможность транспортировки накладывает ограничения как в отношении веса, так и в отношении габаритов.

В пределах Европы перевозки совершаются обычно по железным дорогам. Автомобильный транспорт применяется только в тех случаях, когда место установки машин удалено от железнодорожных линий. Транспортировка на судах применяется, если не считать особых случаев, только для океанских перевозок.

Для транспортировки на автотранспорте и судах, а также по подъездным и узкоколейным железным дорогам в каждом отдельном случае необходимо проводить специальные проверки. Для железных дорог общего назначения установлены определенные нормы. Допустимые для транспорта веса определяют из допустимой нагрузки на ось, числа осей применяемой платформы или транспортера и ее или его веса.

Допустимая нагрузка на ось принята в Европе в пределах от 16 до 20 *Т* в зависимости от класса железной дороги. Кроме допустимого давления на ось, установлены также и предельные значения нагрузки на погонный метр. Стандартные классы железных дорог и нагрузки на погонный метр для некоторых европейских стран приведены в табл. 1-10.

Таблица 1-10. **Стандартные классы железных дорог и нормальные нагрузки на погонный метр**

Для классов железных дорог А, В, С приняты допустимые нагрузки на ось: соответственно 16, 18, 20 *Т*.

За исключением случаев, когда достигнута особая договоренность, нагрузки на ось и на погонный метр не должны превышать следующих значений:

Железные дороги	Класс ж. д.	Нагрузка на погонный метр, *Т/м*
Федеральные ж. д. Федеративной Республики Германии:		
а) ж. д. линии в Саарской области	С	7,2
б) прочие ж. д. линии	В	4,5
Ж. д. Германской Демократической Республики	В	6,4
Австрийские федеральные ж. д.	В	6,4
Национальная компания бельгийских ж. д.	С	8,0
Датские государственные ж. д.	В	6,4
Национальная компания французских ж. д.	В	5,4
Британские ж. д.	А	—
Греческие государственные ж. д.	А	4,5
Итальянские государственные ж. д.	В	6,4
Югославские » »	А	5,6
Национальная компания люксембургских ж. д.	С	7,2
Норвежские государственные ж. д.	А	5,0
Нидерландские ж. д.	С	5,0
Польские государственные ж. д.	В	6,4
Румынские ж. д.	В	5,5
Шведские государственные ж. д.	В	4,5
Швейцарские федеральные ж. д.	С	7,2
Чехословацкие ж. д.	В	4,5
Государственные ж. д. Турции	А	3,2

Платформы и транспортеры с шестью и более осями являются специальными транспортными средствами, в отношении применения которых в каждом отдельном случае должна достигаться особая договоренность с управлением железных дорог. Такие транспортеры нередко, с учетом мостов и т. д., должны продвигаться окружными путями или же могут пропускаться только в определенное время суток.

В настоящее время в Европе имеются специальные транспортеры с низкой подвеской груза, с числом осей до 20 и грузоподъем-

ностью до 260 *Т*. Некоторые из этих транспортеров оборудованы устройствами для бокового сдвига груза.

Допустимые размеры, которые роторы и статоры должны иметь для обеспечения транспортировки, определяются по транспортным габаритам, установленным управлением железных дорог, осуществляющим транспортировку. Наиболее важные транспортные габариты приведены на рис. 1-1, из которого видно, что при расположении оси ротора или статора в направлении оси транспортера могут нормально транспортироваться части с диаметром 3,2 *м*, а при положении оси ротора или статора поперек оси транспортера допустим диаметр 4,1 *м*. При этом габарит машины в осевом направлении определяется транспортными ограничениями. При особых разрешениях и, в особенности, в случае использования транспортеров с боковым сдвигом груза допускаются значительные превышения этой ширины. При транспортировке роторов с явновыраженными полюсами, если это было предусмотрено при конструировании, можно снимать отдельные полюсы, благодаря чему становится возможным транспортировать роторы больших диаметров.

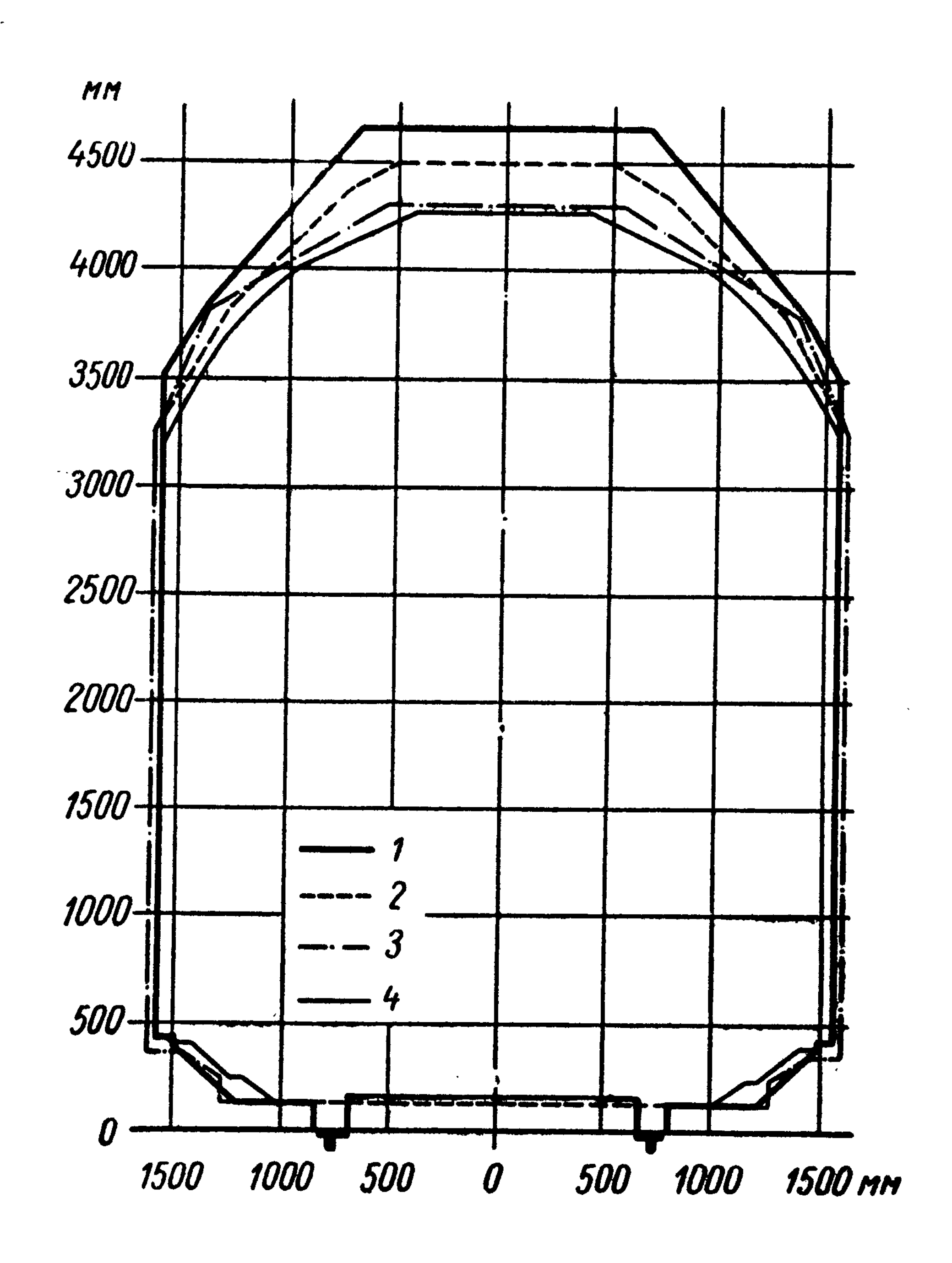


Рис. 1-1. Транспортные габариты

1 — ФРГ и Австрия; *2* — Швейцария; *3* — Италия; *4* — Франция и транзит

Корпусы (станины) машин постоянного и переменного тока могут легко разниматься по окружности на 2, 3, 4 или 6 частей, так что их транспортировка никаких затруднений не вызывает. Для двухполюсных генераторов переменного тока ввиду большой радиальной высоты пакета активной стали статора эта возможность используется только в особых случаях. Если секции статора транспортируются с установленной активной сталью и уложенной обмоткой, то статор должен быть разделен таким образом, чтобы в отдельных секциях было целое число пазов. Лишь в исключительных случаях монтаж активной стали статоров крупных машин переменного тока производится на месте их установки. Достигаемое при этом преимущество (отсутствие стыков на пакетах активной стали) сопровождается недостатком — удлинением сроков монтажа и многими неудобствами укладки обмотки на месте установки машины.

Таблица 1-11. **Правила и нормы разных стран по проектированию и изготовлению электрических машин**

Страна	Наименование правил	Вращающиеся электрические машины	Специальные правила по тяговым двигателям	Специальные правила по грозо- и взрывозащищенным машинам
Международные	IEC — International Electrotechnical Commission	IEC 34	IEC48	
	UIC — Union Internationale des Chemins de Fer		UIC103/159	
США	ASA — American Standards Association	ASA C50	ASA C 35	
	AIEE — American Institute of Electrical Engeneers	AIEE 601/02		
Бельгия	NBN — Institut Belge de Normalisation	NBN7	NBN51	NBN286
Канада	CSA — Canadian Standards Association	CSA C22.2		
Дания	DS — Dansk Standard	DS 5002		
ФРГ	VDE — Verband Deutscher Elektrotechniker e. V.	VDE 0530	VDE 0535	VDE 0170 VDE 0171
Франция	NF — Norme Francaise	NFC 51100		NFC 20-081
	USE — Union des Syndicats de l'Electricitè		USE 82	
Великобритания	BS — British Standards Institution	BS 2613	BS 173	BS 741
Италия	AEI — Associazione Elettrotecnica Italiana	AEI 2-113	AEI 9-1	AEI 2-2
Нидерланды	VEMET — Voorschriften voor Electrische Maschines en Transformatoren	VEMET N1007		
	NEN — Nederlandse Norm	NEN 3173		
Норвегия	NEK — Norsk Elektroteknisk Komite	Norske Normer for Roterende Elektriske Maskiner		
Австрия	ÖVE — Österreichische Vorschriften für die Elektrotechnik	ÖVE M10		
Польша	PNE — Polski Komitet Normalizacyjny. Maszyny elektryczne wirujace	PN23	PN37	
СССР	Комитет стандартов мер и измерительных приборов при СМ СССР	ГОСТ 183 — 66 ГОСТ 533 — 68		
Швейцария	SEV — Schweізericher Elektrotechnischer Verein	SEV 3009		
Швеция	SEN — Svenska Elektrotekniske Normer	SEN 22	SEN 15	
Чехословакия	CSN — Ceskoslovenska Normalisa cni Spolecnost	CSN-ESC 26		
	ESC — Elektrotechnicky Svaz Ceskoslovensky			

В настоящее время в Европе имеется большое количество транспортеров с низкой подвеской груза и других специальных типов, которые дают конструктору большую свободу при проектировании.

1-7. Правила проектирования и изготовления электрических машин

По изготовлению электрических машин существуют многочисленные нормали и правила. Перечисленные в табл. 1-11 нормали и правила касаются в основном выбора электрических параметров и проведения испытаний. Существуют также правила, касающиеся непосредственно конструкции, регламентирующие формы исполнения, класс изоляции и нагрев.

Наиболее важные рекомендации IEC (МЭК—Международной Электротехнической Комиссии), изданные в виде публикаций этой комиссии, приведены в перечне литературы.

Кроме этих рекомендаций и правил, существуют многочисленные нормали общего характера, например по материалам и общим деталям машин, и специальные нормали по электрическим машинам, например по концам валов, высоте осей вращения и т. д., на которые частично делаются ссылки в отдельных разделах книги.

1-8. Потери и охлаждение

Целью охлаждения электрических машин является отведение потерь таким способом, чтобы в номинальном режиме работы нагрев отдельных частей машины не превосходил предельных температур перегрева, приведенных в § 1-3 данной книги или в других соответствующих правилах.

Та часть воспринятой активной мощности, которая выделяется в машине в виде тепловых потерь, должна отводиться посредством охлаждения. В соответствии с определением коэффициента полезного действия потери P_v должны определяться из к. п. д. η:

$$P_v = P_g\left(\frac{1}{\eta} - 1\right) \text{ или } P_v = P_a(1 - \eta), \qquad (1\text{-}2)$$

где P_g означает отдаваемую, а P_a — потребляемую мощность.

В установившемся тепловом режиме отвод тепла должен быть равен тепловыделению в машине.

Время T, в течение которого машина или отдельный источник тепла достигает конечной величины нагрева, при условии, что тепло не отдается, называют термической постоянной времени машины или отдельного источника тепла.

Для электрического проводника постоянная времени T в *сек* определяется по формуле

$$T = \frac{c\gamma}{i^2 \rho g}\vartheta, \qquad (1\text{-}3)$$

где ϑ — нагрев, °C; c — (удельная) теплоемкость, *вт·сек/(кг·град)*; γ/g — плотность, *кг/см*^{3}; i — плотность тока, *а/см*^{2} или *а/мм*^{2}; ρ — удельное электрическое сопротивление, *ом·см* или *ом·мм*^{2}*/м*.

Нагрев считается кратковременным, если время нагрузки t_b является малым сравнительно с термической постоянной времени ($t_b \leqslant \leqslant 0,3T$). В этом случае пренебрегают теплоотдачей в окружающую среду, считая, что тепло концентрируется в источнике нагрева.

Пример. Необходимо определить постоянную времени медного проводника при 20° С и плотности тока $i = 2,5$ *а/мм²*. Конечная температура должна составлять 100° С.

Медь: $c = 0,385$ *квт·сек/(кг·град)*; $\gamma/g = 8,89$ *кг/дм²*; $\rho = 0,02$ *ом·мм²/м* ($\vartheta_m = 60°$ С).

Получим

$$T = \frac{0,385 \cdot 8,89}{2,5^2 \cdot 0,02}(100 - 20) = 2190 \text{ сек} = 36 \text{ мин}.$$

Общие потери в машине слагаются из ряда составляющих потерь. Для того чтобы обеспечить наиболее рациональное охлаждение, необходимо так распределять охлаждающий агент, чтобы на каждый из многочисленных источников потерь приходилось количество его, пропорциональное потерям в этом источнике, с учетом допустимого перегрева. Для этого нужно знать составляющие потери в отдельных частях машины.

Необходимое количество охлаждающего агента просто определить, если мы на основании опытных данных установим, на сколько должен нагреваться этот агент. Очевидно, что в узкой, многополюсной синхронной машине с низкой спинкой активной стали воздух нагревается меньше, чем в турбогенераторе. При нормальных условиях для определения нагрева охлаждающего агента во многих случаях, когда предварительный расчет сложен или неточен, приходится производить измерения на выполненных машинах. Если такие данные отсутствуют, то можно принять следующие приближенные значения подогрева воздуха в ° С:

Машины постоянного тока	15—20
Асинхронные машины	15—20
Синхронные машины с явновыраженными полюсами . . .	18—22
Турбогенераторы	25—28
Тяговые двигатели	25—30

При этом необходимое количество охлаждающего агента (объемный поток) определяется по формуле

$$Q = P/(c_p \rho \vartheta), \qquad (1\text{-}4)$$

где Q — количество охлаждающего агента в единицу времени, *м³/сек*; P — отводимая мощность потерь, *квт*; c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, *вт·сек/(кг·град)* или *квт·сек/(кг·град)*; ρ — плотность [1] ($\rho - \gamma/g$), *кг/дм³* или *кг/м³*; ϑ — нагрев охлаждающего агента, ° С.

[1] При нормальном ускорении $g_n = 9,80665$ *м/сек* между единицей силы *кГ* и единицей массы *кг* существует зависимость:

$$1 \text{ кГ} = g_n \cdot 1 \text{ кг} \approx 9,81 \text{ кгм/сек}^2. \quad 1 \text{ кг} = \frac{1}{g_n} \cdot 1 \text{ кГ} \approx 0,102 \text{ кГ·сек}^2/\text{м}.$$

Произведение $c_p\rho$ в *вт·сек/(дм³·град)* или *квт·сек/(м³·град)* является для одноатомных газов приблизительно постоянным, называется удельным теплосодержанием и может определяться по табл. 1-12.

Таблица 1-12. **Удельное теплосодержание газов и жидкостей при абсолютном давлении 1 *кГ/см²***

Температура, °C	Водород	Воздух	Вода	Шпиндельное (веретенное) масло (легкое и нормальное)
	c_p ρ, *вт·сек/(м³·град)*		*c* ρ, *вт·сек/(м³·град)*	
0	1236	1258	$4,205\cdot10^6$	
10	1195	1213	$4,190\cdot10^6$	
20	1157	1172	$4,174\cdot10^6$	1,6·10
30	1121	1134	$4,159\cdot10^6$	
40	1088	1098	$4,145\cdot10^6$	
50	1056	1065	$4,134\cdot10^6$	
60	1026	1033	$4,123\cdot10^6$	$1,7\cdot10^6$
70	998	1004	$4,110\cdot10^6$	
80	970	976		
90	945	950		
100	920	926		

1-9. Безвибрационная работа и балансировка

А. Механический небаланс. Вращающийся с высокими скоростями ротор электрических машин может быть причиной самых разнообразных нарушений спокойного хода машины. Подавляющее большинство из них можно отнести за счет механического небаланса. Если ось вращения ротора не совпадает с одной из главных осей инерции, то на подшипник действуют вращающиеся силы, которые, несмотря на малые смещения оси вращения, могут иметь вследствие высоких скоростей вращения большие величины. Так, например, масса в 1 *кг*, помещенная на радиальном расстоянии 50 *см* от оси вращения, при скорости 3000 *об/мин* создает возмущающую силу в 5000 *кГ*, что соответствует радиальному ускорению 5000 *g*. С другой стороны, можно легко убедиться в том, что для ротора массой 30 000 *кг* достаточно параллельного смещения оси вращения от главной оси инерции только на 0,0165 *мм* (16,5 *мк*), для того чтобы возникла эта возмущающая сила 5000 *кГ*. Небаланс, который вызывается смещением массы, будь то вследствие неизбежных неточностей при изготовлении или в результате неравномерного расширения материалов, называется механическим небалансом. Небаланс, вызываемый термическими причинами, например при искривлении оси вала в результате неравномерного нагрева бочки ротора, называют термическим небалансом. Оба вида небаланса оказывают на подшипники одинаковое действие. В установившемся режиме на подшипники действуют вращающие силы, которые периодически изменяются во времени в любом радиальном направлении и вызывают вибрации. Преимущественно возникают гармонические колебания с частотой, определяемой скоростью вращения.

Поэтому первейшей задачей изготовителей является тщательная балансировка быстроходных машин. Современная техника балансировки превратилась вследствие особых требований, предъявляемых практикой, в самостоятельную отрасль технической механики. Ниже в рамках данной книги приводятся только общие сведения, поскольку конструктор предусматривает возможность балансировки. Он должен предусмотреть на роторе необходимые для балансировки конструктивные приспособления, например для установки уравнительных грузов, а также особые устройства для соответствующего направления охлаждающего агента и т. п. Для более глубокого изучения вопроса необходимо ознакомиться со специальной литературой (см. также стр. 409 и далее «Валы в неустановившихся режимах»).

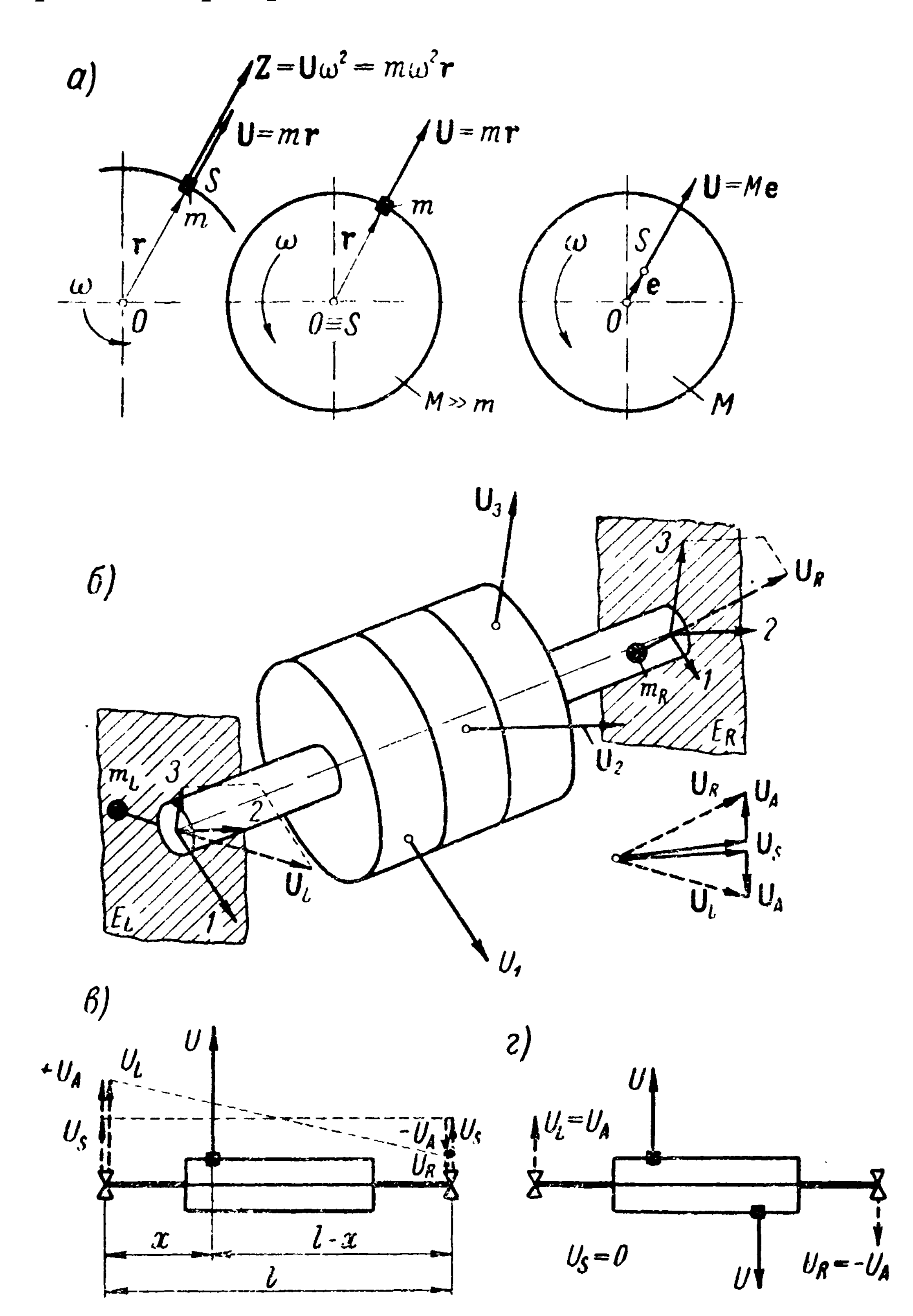


Рис. 1-2. Балансировка жесткого ротора: *а* — небаланс вследствие дополнительных масс или эксцентриситета центра тяжести; *б* — балансировка жесткого ротора дополнительными массами в двух плоскостях; *в* — разложение небалансов в плоскостях опор на симметричные и несимметричные составляющие; *г* — чисто «динамический» небаланс и его действие в плоскостях опор (чисто несимметричная составляющая)

Z — центробежная сила; U — небаланс; O — ось вращения; S — центр тяжести; e — эксцентриситет; ω — угловая скорость; m — масса; U_S — статический небаланс; U_A — динамический небаланс

1. Балансировка жесткого ротора. Масса m на расстоянии $\mathbf{r}$ от оси вращения (рис. 1-2, *а*) вызывает при вращении с угловой скоростью ω центробежную силу

$$\mathbf{Z} = m\omega^2\mathbf{r} = \mathbf{U}\omega^2,\ \mathbf{U} = m\mathbf{r}, \tag{1-5а}$$

действующую на направляющее устройство (вал). $\mathbf{Z}$, очевидно, пропорционально произведению массы на расстояние, которой называют небалансом $\mathbf{U}$. Небаланс является характеристической величиной для сравнения действия сил неуравновешенных масс во вращающихся системах. По своей сущности это векторная величина с направлением центробежной силы и вращается так же, как и последняя, с угловой скоростью ротора. Представим себе жесткий ротор (рис. 1-2,*б*), под-

разделенный на несколько дисков *1*, *2*, *3*. Каждый из этих дисков имеет небаланс $\mathbf{U} = M\mathbf{e}$, где M — масса диска и $\mathbf{e}$ — радиальное расстояние центра тяжести диска от оси вращения. Если рассматривать отдельные небалансы как силы, то по законам статики эти небалансы могут быть приведены к двум произвольно выбранным плоскостям E_L и E_R, причем в каждой из них получаются результирующие силы небаланса $\mathbf{U}_L$ и $\mathbf{U}_R$. Эти небалансы можно компенсировать за счет противоположного расположения таких же небалансов в соответствующих плоскостях. Это осуществляется путем установки дополнительных масс m на расстоянии $\mathbf{r}$ таким образом, чтобы выполнялось условие: $m_L\mathbf{r}_L = -\mathbf{U}_L$; $m_R\mathbf{r}_R = -\mathbf{U}_R$, в результате чего жесткое тело будет полностью уравновешено. Этот пример показывает, что любой жесткий ротор может быть полностью уравновешен с помощью балансировочных грузов в двух плоскостях. Определение небаланса, а вместе с тем величины и положения необходимых балансировочных грузов должно производиться экспериментальным путем. Для этой цели разработаны специальные методы и созданы балансировочные машины.

Один и тот же небаланс может иметь как статический, так и динамический характер. Представим себе небаланс U на аксиальном расстоянии x от отсчетной плоскости E_L (рис. 1-2, *в*), которая не обязательно должна быть плоскостью опоры. При этом будет

$$U_L = U(l-x)/l; \quad U_R = Ux/l.$$

Оба этих отдельных небаланса можно разложить на симметричную и несимметричную части:

$$U_S = U_L + U_R/2 = {}^1/_2U; \quad U_A = (U_L - U_R)/2 = {}^1/_2U(1-2x/l).$$

Симметричную часть U_S при этом называют статическим небалансом, так как его наличие можно установить посредством статических средств, например положив ротор на два горизонтальных лезвия. Вследствие действия вращающего момента, создаваемого статическим небалансом, ротор поворачивается в единственное возможное устойчивое положение равновесия, при котором небаланс совпадает с направлением земного ускорения. Статический небаланс U_S двух отсчетных плоскостей не зависит от положения x небаланса U. Несимметричную часть U_A называют динамическим небалансом, так как его можно обнаружить только при вращении, в чем легко убедиться, если рассматривать два противоположных небаланса на постоянном расстоянии между подшипниками (рис. 1-2, *г*). Если положить такой ротор на лезвия, то он не будет поворачиваться, так как относительно его продольной оси не действуют никакие вращающие моменты. Лишь при работе вследствие появления центробежных сил подшипники воспринимают вращающиеся реакции. Динамический небаланс U_A двух отсчетных плоскостей в противоположность статическому небалансу зависит от положения x небаланса U. Разложение результирующих небалансов $\mathbf{U}_L$ и $\mathbf{U}_R$, при наличии нескольких отдельных небалансов,

на статическую U_S и динамическую U_A составляющие показано на рис. 1-2, *б*.

2. Балансировка упругого ротора. При высоких скоростях вращения, в особенности вблизи критических скоростей (см. стр. 427 и далее), неуравновешенный ротор уже нельзя считать жестким. Он упруго изгибается, и вследствие этого уравнение (1-5а) не соответствует физической картине явления.

Новое состояние ротора можно уяснить на простой модели. Представим себе ротор, состоящий из одного-единственного диска с массой M в середине упругого вала с изгибной жесткостью c (рис. 1-3). Пусть

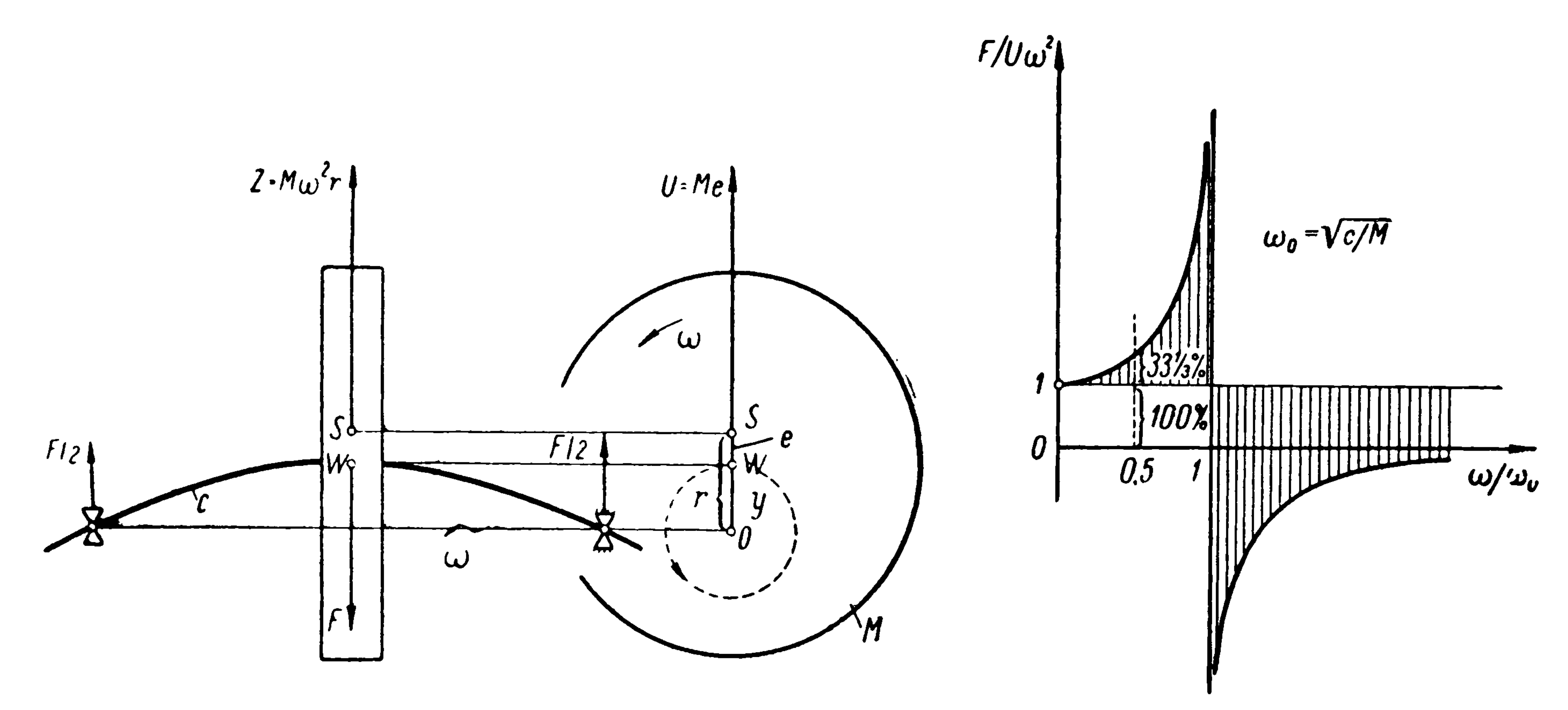


Рис. 1-3. Вращающийся диск на упругом валу

Z — центробежная сила; F — упругое возвращающее усилие (суммарная реакция подшипников); U — небаланс; c — упругая линия вала; W — центр вращения диска на валу; ω — угловая скорость (постоянная)

Рис. 1-4. Нагрузка на подшипники F в зависимости от величины отношения ω/ω_0. Заштрихованный участок показывает влияние упругости вала

прогиб вала будет y, и, следовательно, упругая реакция вала $F = cy$. Вал вращается с постоянной угловой скоростью ω, и смещение центра тяжести относительно оси вращения равно e. Суммарная центробежная сила вращающегося диска равна упругой реакции изогнутого вала, воспринимаемой подшипниками:

$$F = Z = M\omega^2 r, \quad r = e + y \tag{1-5б}$$

или

$$F = M\omega^2 (e + y) = M\omega^2 e + M\omega^2 y = U\omega^2 + M\omega^2 y, \; U = Me. \tag{1-5в}$$

Первый член правой части идентичен с обусловленным эксцентриситетом центра тяжести небалансом диска на неупругом, т. е. жестком, валу. Второй член определяется исключительно упругостью вала. Подставляя cy вместо F в уравнение (1-5в), можно определить прогиб вала в состоянии равновесия:

$$y = e\frac{(\omega/\omega_0)^2}{1 - (\omega/\omega_0)^2}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{M}}. \tag{1-6}$$

Через ω_0 обозначена критическая угловая скорость диска, так что $n_0 = (30/\pi)\,\omega_0$ равно критической скорости вращения. Прогиб вала зависит от угловой скорости ω или отношения ω/ω_0. При подстановке уравнения (1-6) в уравнение (1-5в) получим искомое количественное соотношение:

$$F = M\omega^2 e + M\omega^2 e\,\frac{(w/w_0)^2}{1-(\omega/\omega_0)^2} = M\omega^2 e\,\frac{1}{(1-\omega/\omega_0)^2} =$$

$$= U\omega^2\,\frac{1}{1-(\omega/\omega_0)^2}. \quad (1\text{-}7)$$

Влияние упругости вала на реакции подшипников (второе слагаемое) зависит от величины отношения ω/ω_0. График уравнения (1-7) показан на рис. 1-4. Из этого графика следует, что ротор, вращающийся с низкой скоростью, можно считать жестким. Однако уже при скорости вращения, равной половине критической, нагрузка на подшипники возрастает на 33%.

Если ротор состоит из нескольких дисков в соответствии с рис. 1-2, *б*, то ничего существенно не меняется. Вместо функции по рис. 1-4 для каждого диска имеет место функция с несколькими резонансными точками в соответствии с более многочисленными степенями свободы ротора цилиндрической формы. Так как отдельные диски отличаются также и их взаимным аксиальным положением, то здесь новым является то, что необходимые балансировочные грузы становятся зависимыми не только от угловой скорости, но и от аксиального положения уравновешиваемых небалансов.

На рис. 1-5 для цилиндрического ротора нанесено несколько линий влияния. Они позволяют определять влияние смещающегося в аксиальном направлении небаланса или уравновешивающего груза на реакцию левого подшипника при постоянной скорости вращения. Для сравнения штриховой линией показана линия влияния для жесткого ротора ($\omega \approx 0$). В качестве примера возьмем скорость вращения, равную 1,4 критической ($\omega/\omega_1 = 1{,}4$). Если небаланс, равный единице, находится в середине пролета вала, то для уравновешивания в плоскости левого подшипника необходим меньший небаланс, равный 0,801, в том же радиальном направлении (рис. 1-5, *б*).

Сравнение с жестким ротором ($\omega/\omega_1 = 0$) показано на рис. 1-5, *в*, откуда видно, что небаланс в плоскости подшипника здесь вдвое меньше и имеет противоположное направление. Здесь также со всей отчетливостью проявляется тот факт, что грузы в плоскостях подшипников, которые в данном случае полностью уравновешивают жесткий ротор, для балансировки в сверхкритическом диапазоне не только бесполезны, но даже вредны. Если небаланс смещается к левому подшипнику, то небаланс в плоскости подшипника уменьшается, при $x = 0{,}220l$ (рис. 1-5, *г*) он полностью исчезает, а вблизи подшипника он должен быть компенсирован, как в жестком роторе.

Существенным фактором для балансировки упругого ротора является следующий важный вывод Ф. Блаесса [1] относительно уравно-

---

[1] Blaess V. Über den Massenausgleich rasch umlaufender Körper. Z. angewandte Math. Mech., Bd. 6, 1926, S. 429.

вешивания быстровращающихся тел: «Упругий ротор может быть отбалансирован в двух (нескольких) плоскостях только для одной определенной скорости вращения, при всех других скоростях вращения он будет вращаться более или менее неспокойно».

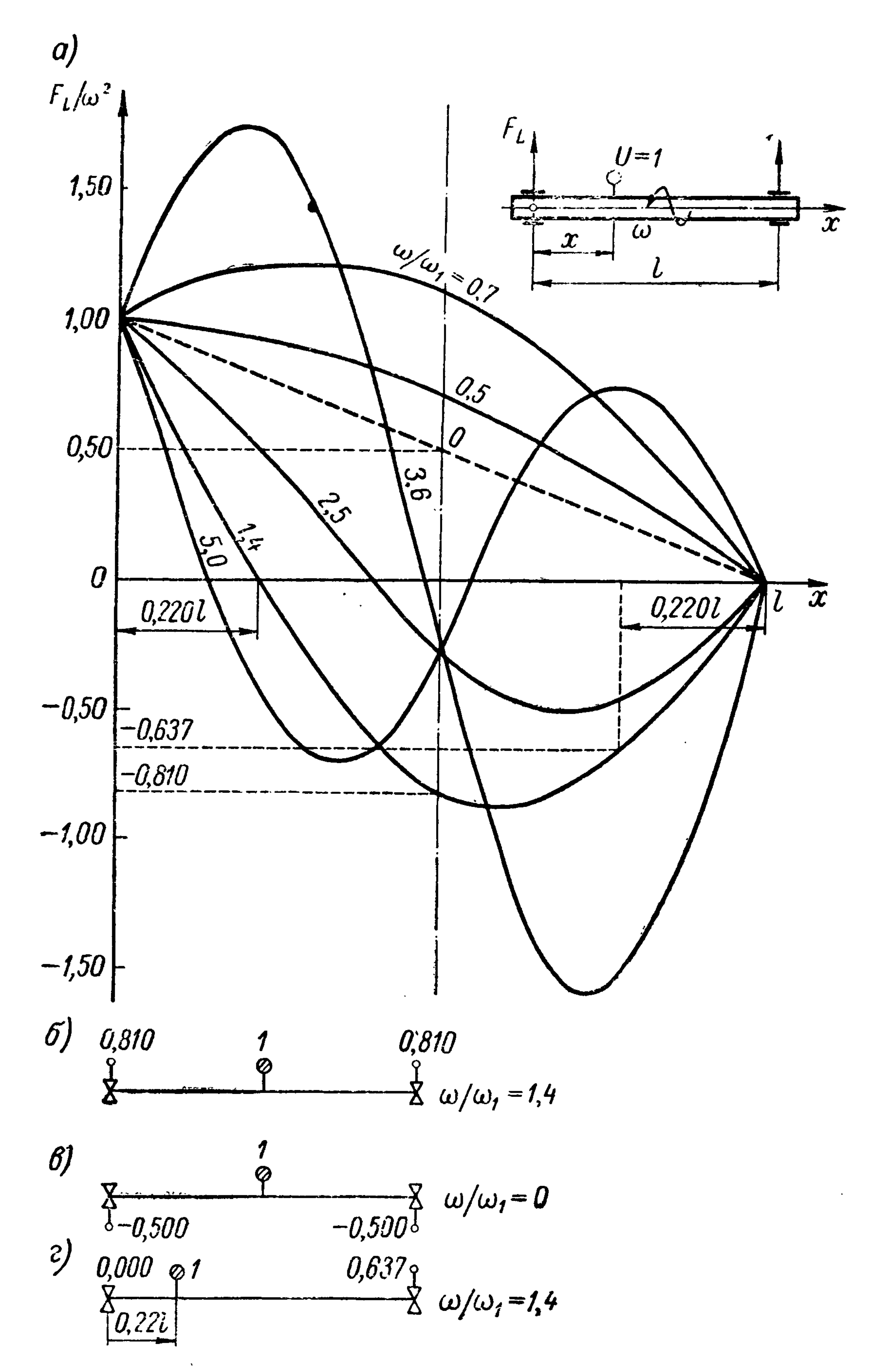


Рис. 1-5. Балансировка упругого ротора: *а* — характеристики влияния реакции левого подшипника для гладкого вала. Ордината в точке x показывает влияние небаланса, расположенного на расстоянии x, на реакцию левого подшипника; ω_1 — первая критическая скорость вращения, $\omega_n = n^2\omega_1$ ($n = 1, 2, 3 \ldots$); *б, в, г* — небалансы и их уравновешивание в плоскостях подшипников

Поэтому смысл и цель балансировки упругого ротора являются компромиссом, заключающимся в том, что для номинальной скорости вращения ротор балансируется оптимально, а в остальном диапазоне скоростей — как можно лучше, по крайней мере так, чтобы он мог произвольно часто безопасно проходить через весь этот диапазон.[1]

Идеальной является такая балансировка, при которой отдельные небалансы компенсируются в их плоскостях противоположными небалансами. К сожалению, невозможно определять величину и положение небаланса даже экспериментальным путем, можно измерять только его воздействие. Поэтому из конструктивных соображений приходится ограничивать число плоскостей балансировки. Практика показала, что для того, чтобы машина могла работать в сверхкритическом диапазоне, необходимы три плоскости балансировки. Для конструкций с большим отношением длины к диаметру (например, для ротора турбогенератора) требуется от четырех до пяти плоскостей уравновешивания в зависимости от того, должен ли ротор проходить две или три критические скорости вращения.

---

[1] Meldahl A. Auswuchten elastischer Rotoren, Z. angewandte Math. Mech. Bd. 34, 1954, 8/9, S. 317.

Необходимое уравновешивание масс при балансировке в большинстве случаев достигается путем установки уравновешивающих грузов в виде винтов или шпонок в предусмотренных для этого плоскостях. Этот метод называют положительным уравновешиванием. Под отрицательным уравновешиванием в противоположность этому понимают снижение веса, например, путем сверления отверстий или стачивания материала.

Б. Термический небаланс. Если ротор при работе подвергается неравномерному нагреву на его поверхности или внутри, например, из-за слишком больших допусков для сечений меди или изоляции, то ось ротора будет изгибаться вследствие неравномерного расширения материала. Такой изгиб, вызванный термическими причинами, обусловливает смещение центра тяжести, т. е. механический небаланс. В подшипниках возбуждаются колебания с частотой вращения.

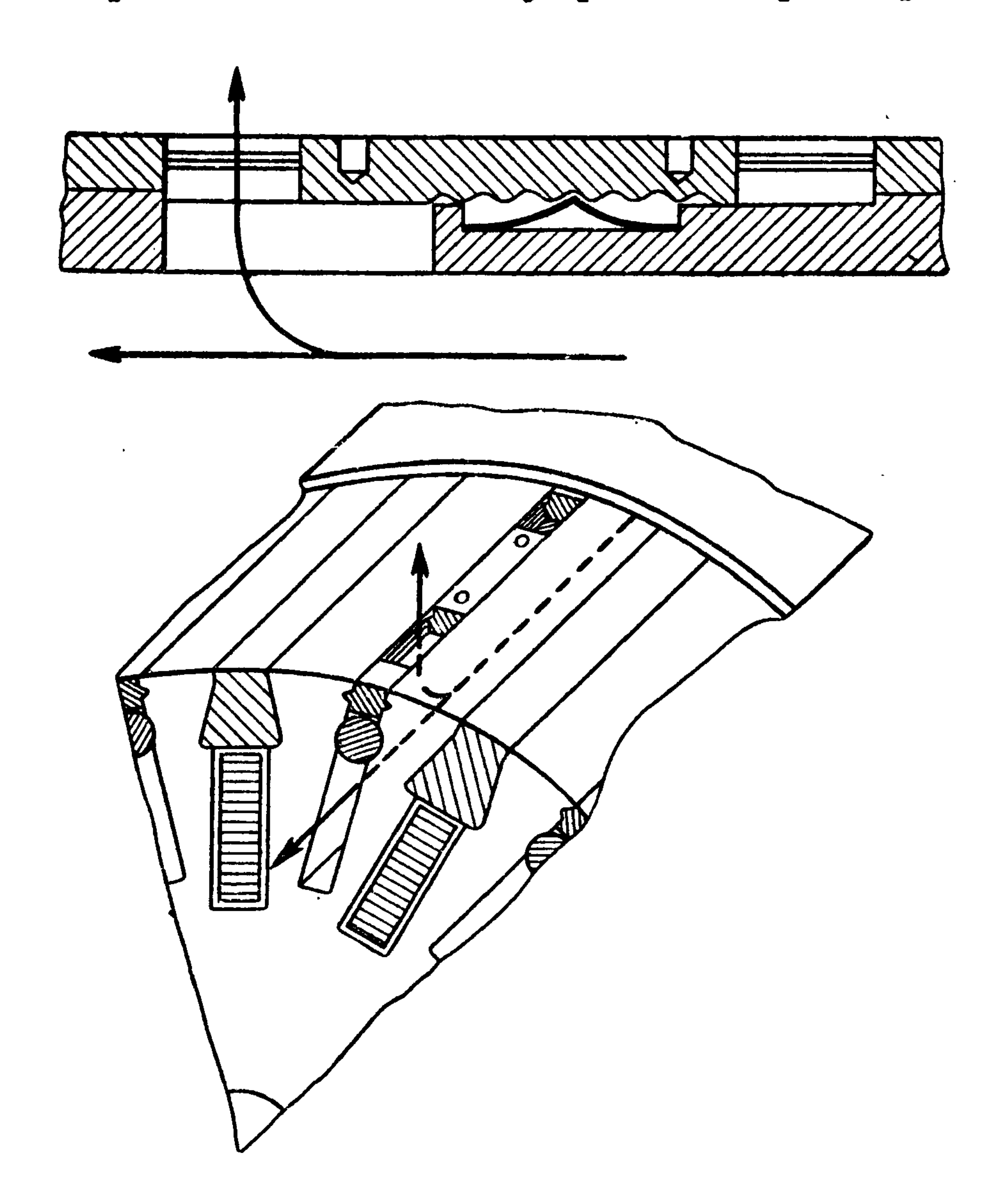


Рис. 1-6. Пример регулирования направления потока охлаждающей среды для термической балансировки роторов турбогенераторов

Так как разности температур, как правило, возрастают с повышением общего уровня нагрева, колебания становятся зависимыми от температуры ротора, а следовательно, также и от нагрузки. Их устранение может производиться практически двумя путями:

1. Посредством оказывающих чисто механическое действие уравновешивающих грузов в наиболее эффективных плоскостях аналогично балансировке упругого ротора. Таким образом ротор может быть отбалансирован только для определенного уровня температур или для постоянной нагрузки в установившемся режиме работы. Во всех других случаях ротор остается неуравновешенным.

2. Посредством термической балансировки, причем в этом случае недостаток ликвидируется полностью путем регулирования подачи охлаждающего агента. Это может производиться путем полного или частичного перекрытия входных или выходных отверстий для потока охлаждающей среды, благодаря чему можно оказывать благоприятное влияние на распределение температуры. На рис. 1-6 на примере турбогенератора показано, как можно по окружности ротора регулировать выход охлаждающего газа (рассматривается ротор с водородным охлаждением) с помощью «задвижек», обеспечивающих возможность термической балансировки.

1-10. Аэродинамический и структурный шум

А. Колебания и звук. Механические колебания и волны упругой среды независимо от агрегатного состояния, называются звуком, если частота лежит в диапазоне слышимости человека приблизительно между 16 *гц* (низкий тон) и 20 000 *гц* (высокий тон). Скорость распространения звука, или просто скорость звука, c является постоянной для данного материала. Она составляет, например, для воздуха (при 20° С и нормальном давлении 760 *мм рт. ст.*) $c = 343$ *м/сек*.

Произведение частоты f на длину волны λ является постоянным и равно скорости звука. Справедлива известная зависимость:

$$\lambda f = c. \tag{1-8}$$

Длина волн для наиболее низкого и высокого тонов будет при этом $\lambda = 343/16 = 21{,}4$ *м* и соответственно $\lambda = 343/20\,000 = 0{,}01715$ *м*.

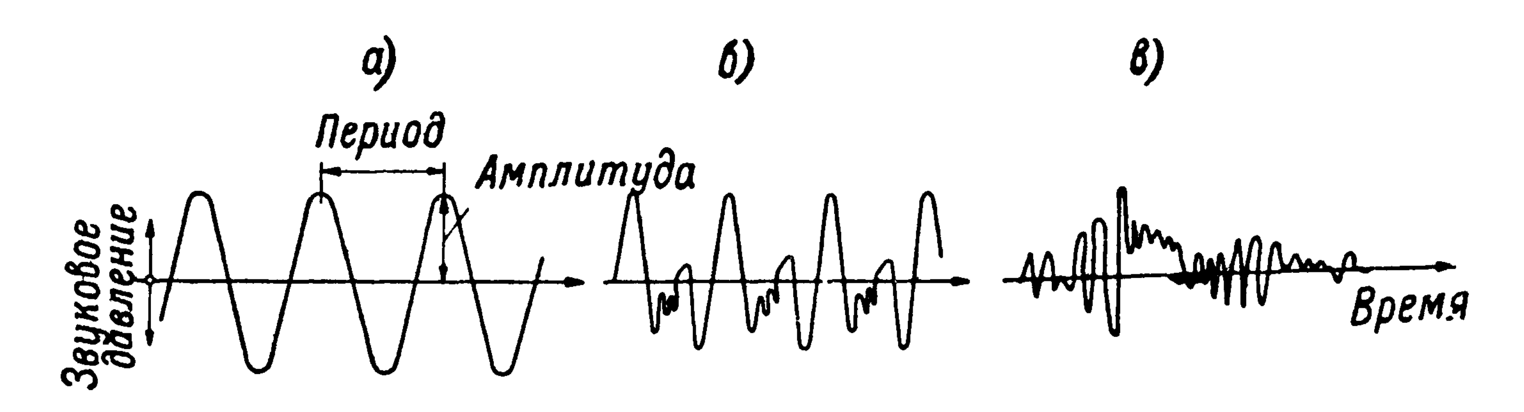


Рис. 1-7. Изменение звукового давления во времени: *а* — тон (гармоническое колебание); *б* — тембр (периодическое колебание); *в* — шум

Звук воспринимается на слух, если колебания попадают на барабанную перепонку человека или же через его костяк воспринимаются в качестве структурного звука непосредственно внутренним ухом. Шум передается на человеческое ухо почти исключительно посредством аэродинамических колебаний. До тех пор пока звук распространяется в твердых или жидких телах, он ощущается лишь очень слабо. Колебания машин могут путем непосредственного излучения создавать звук, воспринимаемый человеческим ухом, или же передаваться в виде структурного шума по фундаменту и затем преобразовываться способными колебаться поверхностями в звук.

Механические колебания и волны, которые уже не воспринимаются ухом человека, называют инфразвуком у нижнего предела и ультразвуком у верхнего предела частоты. Для воздуха справедливы приближенные соотношения:

инфразвук: $f < 16$ *гц*, $\lambda > 20$ *м*;
ультразвук: $f > 20\,000$ *гц*, $\lambda < 2$ *см*.

Гармоническое синусоидальное колебание частиц упругой среды создает чистый тон (рис. 1-7, *а*). Все звуковые процессы можно представлять как наложение различных гармонических колебаний. Если звук складывается из нескольких колебаний, отношения частот которых выражаются целыми числами, то говорят о тембре (периодическое движение микрочастиц) — рис. 1-7, *б*. Под шумом понимают звуковой процесс, который складывается из многочисленных отдельных тонов, отношение частот которых выражается дробными числами (рис. 1-7, *в*).

Б. Звуковое давление и сила звука. В качестве характеристики звука можно принимать звуковое давление p или силу звука I (ранее применялся термин «интенсивность звука»).

Звуковым давлением p является переменное давление, вызванное звуковым колебанием. Под звуковым давлением p принято понимать эффективную величину переменного давления. Оно указывается в микробарах: 1 *мкбар* = 1 *дин/см*^{2} = $1{,}02 \cdot 10^{-6}$ *кГ/см*^{2}.

Силой звука I является звуковая мощность на единицу площади. Она указывается в микроваттах на 1 *см*^{2} [*мквт/см*^{2}]. Сила звука изменяется пропорционально квадрату звукового давления. Для воздуха приближенно справедливо соотношение

$$I = p^2/400, \tag{1-9}$$

где I — в *мквт/см*^{2}, p — в *мкбар*.

В. Порог слышимости и порог болевого восприятия. Для восприятия звукового процесса необходимо, чтобы была достигнута определенная минимальная сила звука I_0 или определенное минимальное звуковое давление p_0. Обе величины в сильной мере зависят от частоты. Для нормального тона[1] 1000 *гц* будет $I_0 = 10^{-10}$ *мквт/см*^{2}; $p_0 = 2 \cdot 10^{-4}$ *мкбар*.

Для восприятия низких тонов необходима значительно бо̀льшая сила звука. На рис. 1-8 нижняя кривая показывает минимальную силу звука или минимальное звуковое давление для чистых тонов в зависимости от частоты. Эта кривая представляет собой порог слышимости. Если сила звука или звуковое давление принимает очень высокие значения, то более сильного восприятия звука уже не будет происходить, но в ухе возникает боль. Эту границу называют порогом болевого восприятия. На рис. 1-8 он приблизительно соответствует верхней кривой. Сила звука и звуковое давление на пороге болевого восприятия для нормального тона 1000 *гц* равны: $I_{00} = 100$ *мквт/см*^{2}; $p_{00} = 200$ *мкбар*.

Отношение силы звука или звукового давления на пороге слышимости к силе звука или звуковому давлению на пороге болевого восприятия для нормального тона 1000 *гц* составляет $1:10^{12}$ или $1:10^6$. При низких тонах вследствие кривизны кривой порога слышимости диапазон воспринимаемых сил звука и звуковых давлений значительно меньше. Для 100 *гц* отношение составляет лишь $1 : 10^8$ или $1 : 10^4$.

Г. Громкость. Сила звука и звуковое давление не могут использоваться в качестве характеристики восприятия звука, так как между этими величинами и восприятием звука не существует простой зависимости, что уже видно из формы кривой порога слышимости, которая показывает сильную зависимость восприятия от частоты. В качестве меры для звукового восприятия было введено понятие громкости L.

Участок, ограниченный на рис. 1-8 порогом слышимости и порогом болевого восприятия, а также пределами частоты (16; 20 000 *гц*), назы-

---

[1] Не смешивать с нормальным голосовым тоном 440 *гц* по DIN 1317, называемым также камертоном или голосовой вилкой-а.

вается диапазоном (зоной) слышимости. Все звуковые процессы, которые воспринимает человеческое ухо, происходят в пределах этого участка. Вычерченное семейство кривых представляет собой графические характеристики одинаковой громкости L для чистых тонов. Каждая точка этих кривых характеризует силу звука или звуковое давление, а также частоту определенного тона. Все приходящиеся на одну и ту же кривую тоны воспринимаются как тоны одинаковой громкости. В области малых громкостей при одинаковой силе звука низкие тоны воспринимаются менее громкими, чем высокие и средние тоны.

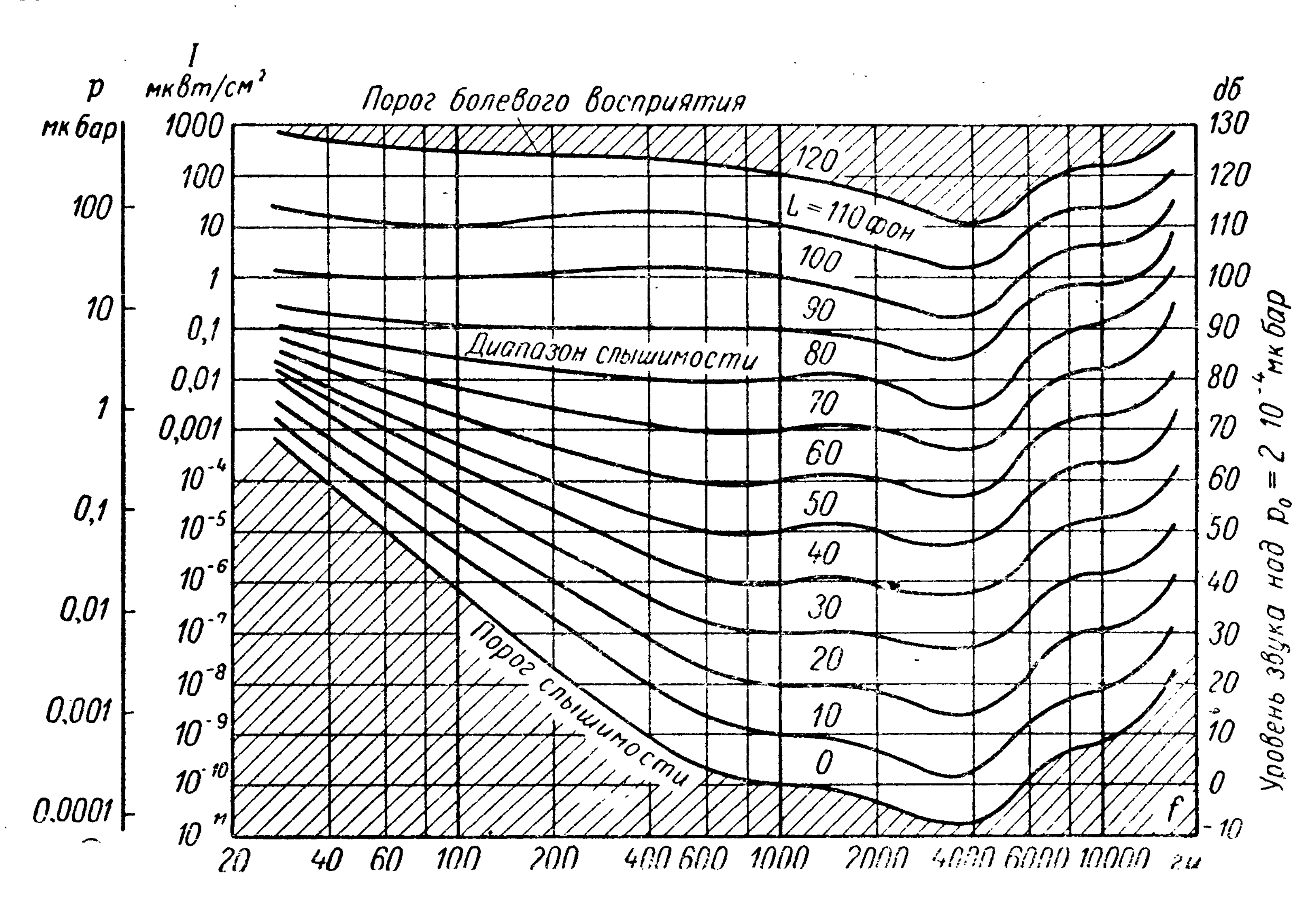


Рис. 1-8. Кривые одинаковой громкости L и взаимозависимости между силой звука I (*мквт/см²*), звуковым давлением p (*мкбар*), громкостью L (*фон*) и уровнем звука L (*дб*)

В диапазоне средних частот восприятие звука возрастает приблизительно пропорционально логарифму силы звука.[1] Одинаковое процентное повышение интенсивности звука или звукового давления воспринимается как одинаковое повышение громкости. Поэтому для характеристики звукового восприятия применяется логарифмическая шкала, единицей которой является «фон». Эта шкала установлена для нормального тона 1000 *гц* следующим образом[2]:

$$L = 10 \lg I/I_0 = 10 \lg I/10^{-10} \qquad (1\text{-}10)$$

или

$$L = 20 \lg p/p_0 = 20 \lg p/2 \cdot 10^{-4}, \qquad (1\text{-}11)$$

где L — в фонах; I — в *мквт/см²*; p — в *мкбар*.

[1] Здесь действителен известный закон восприятия Вебера—Фехнера: восприятие пропорционально логарифму (раздражению). (Этот закон справедлив также и для других органов чувств в широких границах.)

[2] Ниже принято $\lg x = \lg_{10} x$.

Полученная шкала охватывает диапазон громкости от 0 до 120 *фон*. При этом в первую очередь устанавливается шкала громкости L для нормального тона, которая расширяется посредством субъективного метода измерения [1] следующим образом.

Для того чтобы определить громкость L любого тона, тембра или шума, ее сравнивают с нормальным тоном 1000 *гц*. Изображенные на рис. 1-8 кривые одинаковой громкости представляют собой пример этого субъективного метода измерений. Расстояние между этими кривыми составляет 10 *фон*. Изменение громкости на 10 *фон* соответствует приблизительно увеличению или уменьшению вдвое величины кажущейся громкости. Неравномерность всех кривых, наблюдаемая в области от 2000 до 6000 *гц*, называется дифракцией звуковых волн у головы и в ухе. При изменении интенсивности звука в слуховом канале кривые имеют гладкую форму.

Для наглядной иллюстрации практически встречающихся величин громкости могут служить следующие примеры:

0 *фон* — начало слухового восприятия, может измеряться только при экстремальных лабораторных условиях;
10 *фон* — звук, который в обычных условиях считается как раз еще слышимым;
20 *фон* — тихий шелест листвы;
30 *фон* — уровень громкости в ателье звукового кино;
40 *фон* — тихая разговорная речь;
50 *фон* — нормальная разговорная речь;
60 *фон* — шум пылесоса;
70 *фон* — звонок настольного телефонного аппарата на расстоянии 1 *м*;
80 *фон* — улица с очень оживленным движением;
90 *фон* — цеховое помещение с токарными станками и автоматами;
100 *фон* — шум на текстильной и шелкоткацкой фабрике;
110 *фон* — шум пневматических клепальных молотков на котельном заводе;
120 *фон* — чеканка сварных швов пневматическими молотками приблизительно на расстоянии 2 *м*;
130 *фон* — превышен порог болевого восприятия. Стрельба тяжелой артиллерии в непосредственной близости, вой сирены воздушной тревоги на расстоянии 2 *м*.

Как показали многочисленные наблюдения, человеческое ухо, как правило, в состоянии в течение многих лет переносить уровни шума до 85 *фон* без каких-либо остаточных нарушений. В противоположность этому практический опыт показал, что даже небольшой шум, начиная с 70 *фон*, оказывает влияние на циркуляцию крови, снижает способность концентрировать внимание и может вызвать нарушения нервной системы.

Наименьшая воспринимаемая разность громкостей составляет приблизительно 1 *фон*. Меры для снижения силы звука должны обес-

[1] Einheit der Lautstärke, DIN 1318. Akustik, Allg. Benennungen, DIN 1320.

печивать снижение громкости по крайней мере на 5 *фон*. Мероприятие, в результате которого достигается снижение громкости на 10 *фон*, является уже весьма целесообразным. Для того чтобы добиться снижения громкости на 20 *фон*, необходимо (при больших громкостях) уничтожить 99% общей мощности звука[1]. Отсюда видно, с какой тщательностью следует относиться к мерам для снижения силы звука.

При малых громкостях ниже 90 *фон* снижения можно добиться также и без уничтожения мощности, если удастся сдвинуть шум в область низких частот. Это объясняется кривизной фоновых кривых в диапазоне низких частот и малых громкостей.

Для громкостей свыше 90 *фон*, при которых кривые одинаковой громкости проходят практически независимо от частоты, общая громкость L нескольких источников звука может быть приблизительно рассчитана по отдельным силам звука I_1, I_2, I_3 . . . или по отдельным звуковым давлениям p_1, p_2, p_3 . . . , для чего сначала определяется общая сила звука или общее звуковое давление по формулам:

$$I_g = I_1 + I_2 + I_3 + \ \dots \qquad (1\text{-}12)$$

$$p_g = \sqrt{p_1^2 + p_2^2 + p_3^2 + \dots}, \qquad (1\text{-}13)$$

а затем по уравнениям (1-10) или (1-11) определяется суммарная громкость. Если громкости отдельных источников шума известны и превышают 90 *фон*, то сначала по уравнениям (1-10) или (1-11) определяются соответствующие силы звука или звуковые давления, так чтобы можно было найти общую силу звука или общее звуковое давление, а затем отсюда по уравнениям (1-10) или (1-11) определяется суммарная громкость.

Пример. Задано: $L_1 = 106$ *фон*, $L_2 = 100$ *фон*. Из (1-10)

$$106 = 10 \lg I_1/10^{-10} \rightarrow I_1 = 4 \ \text{мквт/см}^2;$$

$$100 = 10 \lg I_2/10^{-10} \rightarrow I_2 = 1 \ \text{мквт/см}^2$$

или из (1-11)

$$106 = 20 \lg p_1/2\cdot 10^{-4} \rightarrow p_1 = 40 \ \text{мкбар};$$

$$100 = 20 \lg p_2/2\cdot 10^{-4} \rightarrow p_2 = 20 \ \text{мкбар}.$$

Из (1-12)

$$I_g = 4 + 1 = 5 \ \text{мквт/см}^2$$

или из (1-13)

$$p_g = \sqrt{40^2 + 20^2} = 44{,}7 \ \text{мкбар}.$$

Из (1-10)

$$L_g = 10 \lg 5/10^{-10} = 107 \ \text{фон}$$

или из (1-11)

$$L_g = 20 \lg 44{,}7/2\cdot 10^{-4} = 107 \ \text{фон}.$$

---

[1] Расчет прост. Если L_1, I_1 и L_2, I_2 являются соответствующими громкостями и силами звука, то будет $L_1 - L_2 = 10 \lg I_1/I_0 - 10 \lg I_2/I_0 = 10 (\lg I_1/I_0 - \lg I_2/I_0) = 10 \lg I_1/I_2 = 20 \rightarrow I_1/I_2 = 100$ и $(I_1 - I_2)/I_1 = (100 - 1)/100 = 99\%$, что и требовалось доказать.

Благодаря наличию цифровых данных на рис. 1-8 можно обойтись без пересчета сил звука или звуковых давлений в громкость и наоборот. Для заданных величин в фонах считывают по рис. 1-8 соответствующие силы звука или величины звукового давления, по уравнениям (1-12) или (1-13) определяют общие силы звука или общие звуковые давления и в обратном порядке считывают искомую величину в фонах.

Для громкостей менее 90 *фон* при суммировании необходимо учитывать частотную зависимость фоновых кривых. Если речь идет, например, о сложении двух чистых тонов разной частоты, силы звука которых заданы, то для определения суммарной громкости необходимо действовать следующим образом. С помощью «раковинной» диаграммы (рис. 1-8) определяют соответствующие значения фонов L_1 и L_2, затем, продвигаясь вдоль кривых одинаковых значений фонов при нормальном тоне 1000 *гц*, получают соответствующие фонам силы звука I_1 и I_2, складывают их в общую силу звука I_g и в обратном порядке определяют по рис. 1-8 соответствующее общей силе звука значение фонов L_g при тоне 1000 *гц*.

Пример. Задано: $I_1 = 0{,}001$ *мквт/см²* (80 *гц*); $I_2 = 10^{-4}$ *мквт/см²* (200 *гц*).

По рис. 1-8 находим: $L_1 = 50$ *фон*; $L_2 = 50$ *фон*.

Определяем из рис. 1-8 или рассчитываем по (1-10): $I_1 = 10^{-5}$ *мквт/см²*; $I_2 = 10^{-5}$ *мквт/см²*.

Суммируем:

$I_g = I_1 + I_2 = 2 \cdot 10^{-5}$ *мквт/см²*.

Определяем из рис. 1-8 или рассчитываем по (1-10): $L_g = 53$ *фон*.

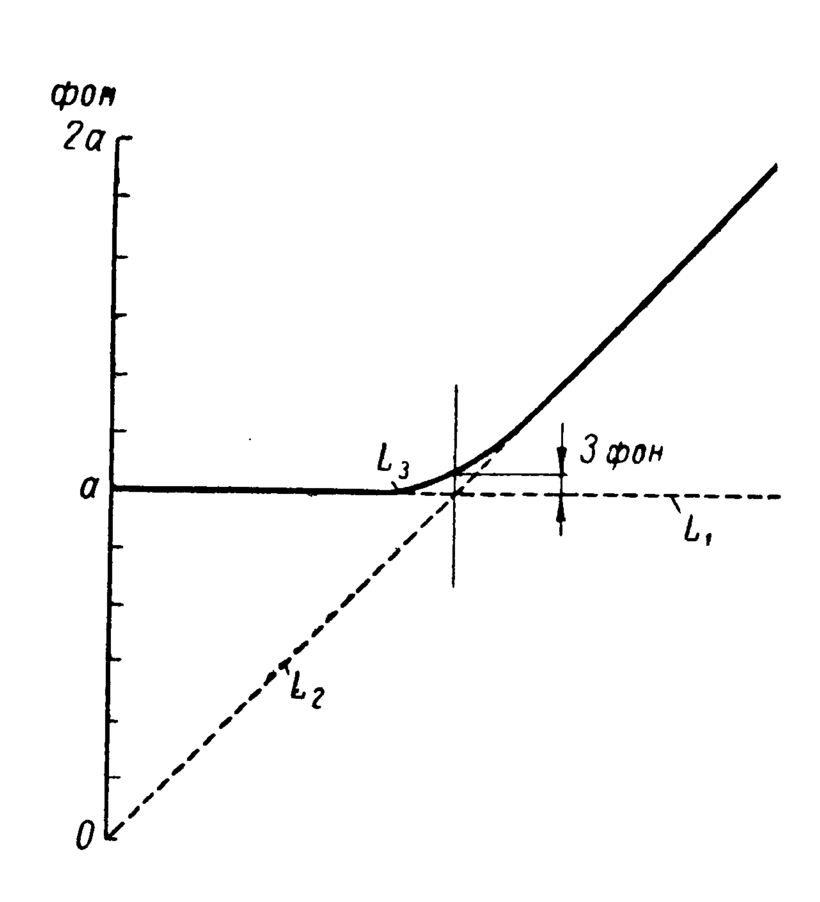


Рис. 1-9. Взаимодействие двух источников звука

L_1 — источник звука с неизменной громкостью *a фон*; L_2 — источник звука с громкостью, линейно возрастающей от 0 до 2 *a фон*; L_3 — суммарная громкость при одновременном звучании L_1 и L_2

Современные измерительные приборы[1] производят такой анализ и синтез автоматически и непосредственно с помощью встроенных электродинамических фильтров (см. п. Д).

При сложении нескольких громкостей решающее значение всегда имеет наиболее громкий источник звука. На рис. 1-9 воспроизведена суммарная громкость двух источников звука, из которых один имеет неизменную громкость L_1, в то время как второй постоянно меняет свою громкость L_2. Лишь в небольшой области, где обе громкости приблизительно одинаковы[2], суммарная громкость L_g обусловливается обоими источниками. Во всех других случаях решающее значение для общей громкости имеет только более громкий источник звука.

---

[1] Recommendations for sound level meters, IEC-Publication 123, 1961.

[2] Два одинаковых источника звука: L, $I_L \to L = 10 \lg I_L/I_0 \to I_L/I_0 = 10^{L/10}$. Суммарная громкость: $L_g = L + \Delta L = 10 \lg 2I_L/I_0 = 10 \lg 2 \cdot 10^{L/10}$; $2 \cdot 10^{L/10} = 10^L + \Delta L/10 \to \Delta L = 10 \lg 2 = 3$ *фон*; $L_g = L + 3$ *фон*.

Общую громкость нескольких одинаково громких источников можно определять следующим образом:

Число одинаковых источников шума	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Увеличение громкости в фонах	+3	+5	+6	+7	+8	+8,5	+9	+9,5	+10

Пример. $L_1 = L_2 = L_3 = 60$ *фон*. Увеличение громкости по вышеприведенным данным при трех одинаковых источниках шума составляет + 5 *фон*; $L_g = 60 + 5 = 65$ *фон*.

Д. Сравнение силы звука и звуковых давлений в децибелах. В технике борьбы с шумом часто возникает необходимость произвести взаимное сравнение двух сил звука или двух звуковых давлений. Если, например, надо определить звукоизоляцию какой-либо стенки, то сила звука или звуковое давление измеряется перед и за стенкой. Отношение этих двух величин представляет собой меру для звукоизоляции D. Использовать в таком случае отношение громкостей было бы бессмысленно, так как ввиду частотной зависимости фоновой шкалы это отношение зависело бы также и от абсолютной величины громкости и, следовательно, не могло бы быть постоянным. Поэтому для оценки звукоизоляции используется характеристика, которая свободна от частотной зависимости восприятия звука и учитывает только логарифмическую чувствительность уха. Единицей этого логарифмического отношения мощностей звука или звуковых давлений является децибел (*дб*), выражаемый уравнением

$$D = 10 \lg I_1/I_2 \quad (1\text{-}14)$$

или

$$D = 20 \lg p_1/p_2, \quad (1\text{-}15)$$

где D — в *дб*.

Децибельная шкала отличается от фоновой шкалы не только отсутствием зависимости от частоты, но и тем, что в ней нет отсчетной точки. В принципе децибел является относительной величиной.

Для измерительной техники, напротив, обязательно, чтобы была определена отсчетная величина. Измерительный прибор производит сравнение силы звука или звукового давления с этой отсчетной величиной. В качестве отсчетной величины была выбрана минимальная сила звука $I_0 = 10^{-10}$ *мквт/см*^{2} или минимальное звуковое давление $p_0 = 2 \cdot 10^{-4}$ *мкбар*, так что децибельная шкала совпадает с фоновой шкалой при 1000 *гц* (рис. 1-8). Определяющие уравнения (1-10) и (1-11) справедливы, следовательно, и для L в *дб*. Измеряемую в децибелах величину называют уровнем звука. Прибор для измерений уровня звука дает независимые от частоты показания. Для того чтобы измерять с его помощью громкость, в него надо установить фильтры для приравнивания децибельной шкалы к зависимой от частоты фоновой шкале. В этом случае говорят о скорректированном уровне звука и к уровню звука L прибавляют индекс, обозначающий фильтр, например L_A, L_B, L_C, а измеряемую величину обозначают через *дб* (A), *дб* (B), *дб* (C). За последние годы была достигнута международная договорен-

ность [1] о применении трех фильтров *A*, *B* и *C*, причем фильтр *A* лучше приравнивает низкие, а фильтр *C* высокие громкости к субъективной громкости. Как правило, измеренные значения уровня звука в децибелах представляют собой лишь грубое приближение к субъективной громкости, но имеют решающее преимущество воспроизводимости и сравнимости результатов измерений во всем мире. Измерения громкости в фонах остаются и впредь субъективными, и поэтому для них должны применяться значительно более сложные методы.

Е. Распространение звука. Исходящие из источника звука звуковые волны распространяются сферически, если длина волны велика по сравнению с размером излучателя. Если же длина волны относительно мала, то происходит излучение звука с сильным направленным действием. При сферических волнах сила звука снижается пропорционально $1/r^2$, а звуковое давление уменьшается пропорционально $1/r$, где r — расстояние между источником звука и наблюдателем. Для источника звука, который на расстоянии 1 *м* дает громкость *a*, получаются следующие изменения громкости:

Расстояние, *м*	0,5	1,0	2,0	3,2	10,0	32,0	100,0
Изменение громкости, *дб*	$a+6$	a	$a-6$	$a-10$	$a-20$	$a-30$	$a-40$

При направленном излучении звука снижение громкости с расстоянием будет меньше.

Ж. Указания по измерению силы звука электрических машин[2]. Так как звуковое поле электрических машин распространяется, как правило, симметрично относительно оси вала, то достаточно производить измерения в меридиональных сечениях. На машинах с горизонтальным валом громкость измеряется на высоте вала, а у машин с вертикальным валом — на меридиональном сечении, проходящем через коробку зажимов. Измерения должны производиться на расстоянии 1—2 *м* (в зависимости от величины машины) от контура машины, число измерений должно быть не меньше четырех. Малые машины могут при этом устанавливаться на стол, причем следует избегать отражений от его поверхности. Вообще необходимо, чтобы в пределах измерительного расстояния обеспечивалось не испытывающее никаких помех образование звукового поля, т. е. отраженный звук должен быть малым по сравнению с прямым (излучаемым) звуком. При увеличении расстояния вдвое громкость должна снизиться по крайней мере на 4 *дб*. Измерения на машинах производятся, как правило, с возбуждением при холостом ходе. Для определения громкости электрической машины необходимо, чтобы громкость уровня помех, т. е. посторонних шумов, была по крайней мере на 8 *дб* ниже наименьшей измеренной величины.

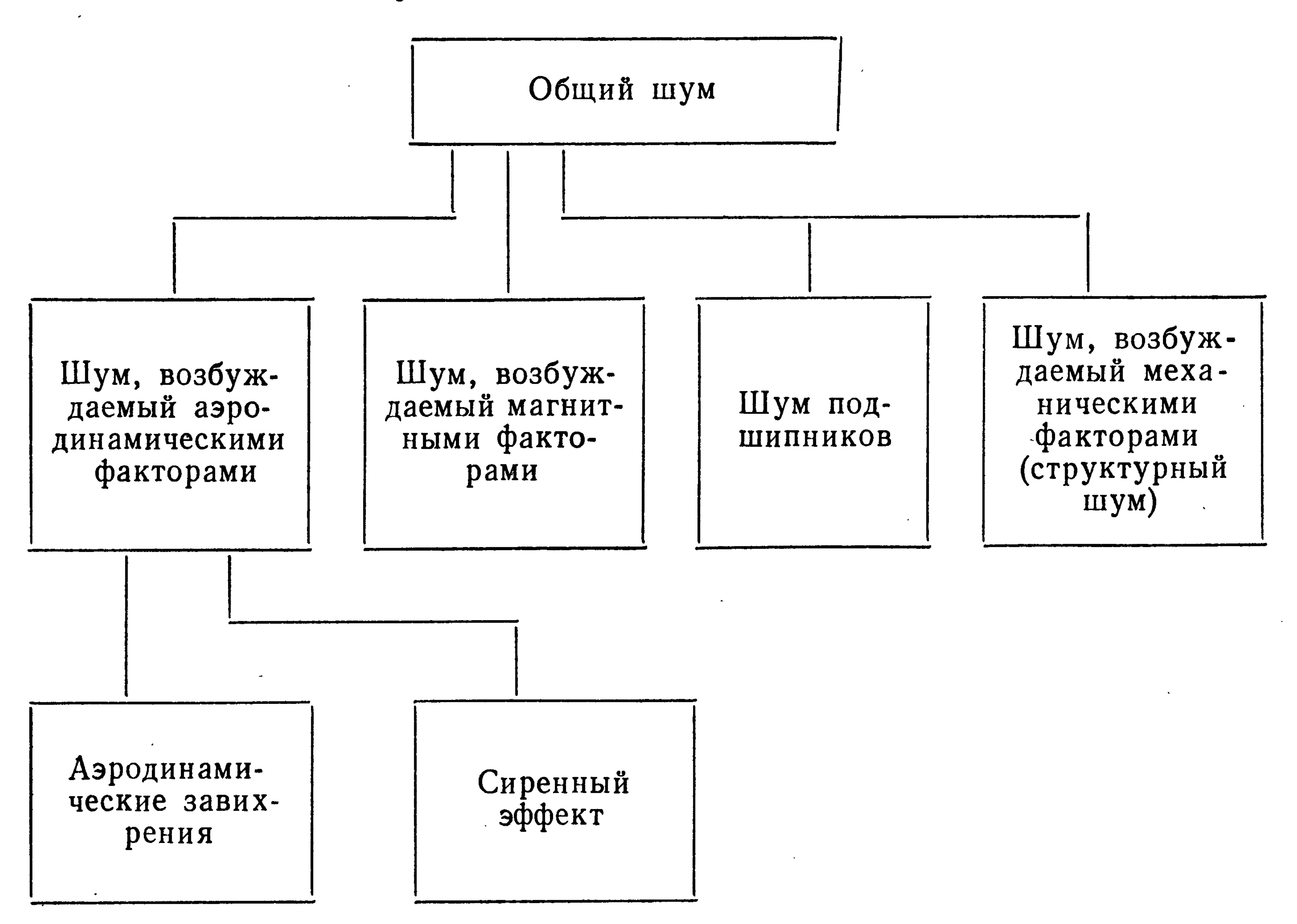
При оценке результатов могут быть полезны следующие данные.

В канцелярских помещениях не должен превышаться средний уровень шума от 45 до 50 *дб*. В диспетчерских помещениях на электростанциях эта величина достигает часто 65 *дб*, а иногда и 75 *дб*. В машинных залах электростанций можно в среднем рассчитывать на 90—100 *дб*.

[1] Recommendations for sound level meters. IEC-Publication 123, 1961.
[2] Geräuschmessungen an elektrischen Maschinen. Vornorm DIN 45632, 1962.

На расстоянии 1 *м* от генераторов измерения показывали минимально 89 *дб* и максимально 110 *дб*; значения порядка 95—100 *дб* являются здесь обычными.

3. Источники шума электрических машин:



Общий шум электрических машин складывается в основном из главных составляющих — шумов, возбуждаемых аэродинамическими и магнитными факторами, а также из небольших составляющих — шума подшипников и структурного шума.

1. Шум, возбуждаемый аэродинамическими факторами. Причиной шума, возбуждаемого аэродинамическими факторами, является создаваемая ротором и вентилятором при вращении машин турбулентность окружающей среды (воздуха, водорода). Отражающиеся от вращающейся поверхности завихрения вызывают шум, энергия которого спектрально распределена по всему диапазону слышимости; при этом говорят о широкополосном шуме. Принципиально его избежать нельзя, но его можно удерживать в допустимых границах путем придания соответствующей формы лопаткам вентиляторов, щеткодержателям, балансировочным грузам, явновыраженным полюсам и т. п. На этот шум могут налагаться отдельные тоны, которые создаются сиренным механизмом.

Шум вентилятора обусловливается в меньшей мере его производительностью и в большей мере окружной скоростью. У крупных быстроходных машин с окружными скоростями свыше 60 *м/сек* общий уровень шума определяется в большинстве случаев только аэродина-

мическим «вихрем» вентилятора и он приближенно пропорционален окружной скорости[1].

Сиренные тоны возникают вследствие того, что сжатый воздух или газ наталкивается на неподвижные препятствия, причем такое препятствие становится сферическим излучателем и излучает продольные волны. Сиренные тоны вентиляторов могут быть в настоящее время настолько снижены, что они перекрываются неизбежным широкополосным шумом. Предотвращающими мерами являются большое расстояние лопаток от препятствия (критическое минимальное расстояние) или неравномерное распределение лопаток по окружности. Основная частота сиренного звука рассчитывается по формуле

$$f = zn/60, \tag{1-16}$$

где f — основная частота, *гц*; z — число лопаток на окружности (равномерный шаг); n — скорость вращения, *об/мин*.

2. *Шум, возбуждаемый магнитными факторами*. Причина возникновения этого шума заключается во взаимодействии магнитных сил между ротором и статором[2]. Статор приводится в состояние периодических колебаний и действует как источник звука. При расчете [3] статор рассматривают как колеблющуюся механическую систему (упругое кольцо), колебания которой возбуждаются в его внутренней расточке периодическими силами. Так как статор связан с фундаментом более или менее эластично, возникают затруднения в отношении точного учета условий закрепления. В некоторых случаях с успехом использовались пластмассовые модели. Расчет, как правило, ограничивается определением собственной частоты и формы колебаний статора, а также условий предотвращения явлений резонанса (см. стр. 232 и рис. 8-9). В статорах крупных турбогенераторов (см. рис. 8-6) и крупных однофазных генераторов пакет активной стали часто подвешивается в корпусе на упругих промежуточных элементах для предотвращения передачи колебаний на корпус (см. также стр. 479 и далее).

3. *Шум подшипников*. Крупные электрические машины, как правило, имеют подшипники скольжения, которые не дают особого повода к образованию шума. Так как, кроме того, шум подшипников обусловливается главным образом небалансом, его основная частота в соответствии с частотой скорости вращения не будет превышать 50 или 60 *гц*; следовательно, он приходится на наиболее благоприятный нижний диапазон слышимости. У малых машин с подшипниками качения шум подшипников может иметь большее значение[4].

4. *Шум, возбуждаемый механическими факторами*. Вибрации подшипников или внутренних частей машины могут в результате распро-

---

[1] Hübner G. Geräuschminderung bei großen elektrischen Maschinen, Siemens-Z, 1961, 2.

[2] Lorenzen H. W. Elektromagnetisch verursachte Geräusche bei Synchron- und Asynchronmaschinen, VDE-Fachberichte, Hauptversammlung Bremen, 1966.

[3] Jordan H. Der geräuscharme Elektromotor. Essen: Girardet, 1959.

[4] Unterberger M. Geräuschuntersuchungen an Wälzlagern in Elektromotoren, VDI-Z. 98, 1956, S. 209—212.

странения возбуждать колебания на больших площадях фундаментов или кожухов. Этот так называемый структурный шум преобразуется на подвижной поверхности в аэродинамический шум и излучается в окружающую среду. Если причиной вибрации является плохая балансировка ротора, то шумы являются в большинстве случаев низкочастотными, так как уже нижняя граница диапазона слышимости 16 *гц* соответствует скорости вращения около 1000 *об/мин*.

И. Снижение уровня шума путем герметизации машин. В машинах с большими окружными скоростями шум, возбуждаемый аэродинамическими факторами, часто не может быть первоначально снижен в достаточной мере, в особенности если претензия в отношении слишком высокого уровня звука была предъявлена лишь после проектирования машины. В таких случаях можно в качестве выхода из положения «перекрыть» уровень шума посредством закрытия машины кожухом, т. е. ее герметизации. При звукоизоляции посредством герметизации следует учитывать следующее:

1. Необходимо избегать наличия зазоров и щелей в местах прохождения через кожух вала и электрических выводов. Такие отверстия общей площадью в несколько квадратных дециметров делают иллюзорным ожидаемый от герметизации эффект. Поэтому следует стремиться к тому, чтобы вентиляция происходила по возможности со стороны фундамента, благодаря чему в кожухе будут отсутствовать щели для впуска и выпуска воздуха (преобразовательные агрегаты, турбовозбудители).

2. Кожухи должны устанавливаться звукоизолированно относительно фундамента и машины для того, чтобы воспрепятствовать распространению структурного шума. В большинстве случаев кожух устанавливается на мягких резиновых амортизаторах или полосах.

3. Для предотвращения структурного шума на кожухе снаружи или внутри может предусматриваться прочное, наносимое методом пульверизации покрытие, которое после сушки образует эластичный и в то же время достаточно жесткий на изгиб слой с хорошими демпфирующими свойствами. Толщина такого слоя должна быть, как правило, в 2—3 раза толще листовой стали, из которой изготовлен кожух.[1] Благодаря этому хорошо демпфируются, в особенности при высоких частотах, вызываемые структурным шумом изгибные колебания тонкой листовой стали кожуха.

4. Эффективность кожуха для уменьшения распространения звука обусловливается двумя факторами — изоляцией и «подпором» звука.

Звукоизоляция в принципе тем лучше, чем больше масса на единицу площади, т. е. чем толще кожух. Кожухи обычных конструкций состоят из тонкой листовой стали толщиной 1—4 *мм*. Переход на бóльшие толщины листов был бы неэкономичен.

Подпор звука возникает в результате отражения излучаемого машиной шума от внутренней поверхности кожуха и создает внутри кожуха

---

[1] Oberst H., Frankenfeld K., Becker G. W. Über die Dämpfung der Biegeschwingungen dünner Bleche durch fest haftende Beläge. Acustica 2, 1952, Beiheft 4, AB181; Acustica 4, 1954.

повышенный уровень шума. Таким образом, его направление противоположно направлению действия звукоизоляции. Следовательно, путем крепления на внутреннюю поверхность кожуха абсорбирующих звук материалов можно существенно улучшить герметизацию. «Звукопоглощающие» пористые материалы, как, например, минеральная вата (каменная вата, стеклянная вата), кокосовые маты, пенистая резина и т. п., имеют малую плотность. В большинстве случаев они крепятся на внутренней стороне кожуха с помощью гибкого проволочного плетения или синтетических пленок.

Глава вторая

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

В электромашиностроении наряду с материалами, применяемыми в общем машиностроении, в большом объеме используются также материалы, создаваемые специально для электротехнических изделий и, в частности, для электрических машин. К конструкционным материалам предъявляются не только требования механического характера, обусловливаемые статическими или динамическими нагрузками, но и ряд специальных требований, например, в отношении термических свойств (теплопроводность, теплостойкость, теплоемкость), магнитных характеристик (высокая магнитная проницаемость или по возможности абсолютная немагнитность), а также электрических свойств, в отношении удельного сопротивления для проводников и диэлектрических свойств для изоляционных материалов.

2-1. Сталь и железо

Весовая доля стали и железа в электрических машинах составляет в среднем от 80 до 90%. Приблизительно половина приходится на «активную сталь», проводящую магнитный поток, в виде литья или поковок магнитных станин машин постоянного тока, индукторов и полюсов машин переменного тока и в виде листовой электротехнической стали шихтованных магнитопроводов переменного магнитного потока, одновременно ограничивающих вихревые токи. В шихтованных магнитопроводах отдельные листы могут быть изолированы друг от друга (см. также стр. 152). Применявшиеся в качестве конструкционных материалов различные сорта чугуна и стального литья в настоящее время заменяются катаной и кованой сталью и, в особенности, сварными конструкциями из листовой стали.

Физические свойства стали приведены в табл. 2-2.

А. Чугун. Наиболее важные сорта чугуна для электромашиностроения приведены в табл. 2-3. По этой таблице можно определять механические и физические свойства серого чугуна, ковкого чугуна, чугуна с шаровидным графитом, немагнитного чугуна и литейного чугуна с перлитной структурой. Часть этих сортов чугуна в различных странах нормализована.

Б. Стальное литье. Из многочисленных изготавливаемых сортов стального литья в электромашиностроении применяется лишь ограниченное число их. Наиболее важные сорта стального литья нормализованы в различных странах и приведены в табл. 2-4. Кроме этих сортов стального литья, в отдельных случаях применяется также стальное литье с хорошей свариваемостью (с содержанием углерода ниже 0,18%), высоколегированное нержавеющее стальное литье с повышенным содержанием кобальта и немагнитное стальное литье, легированное никелем.

При применении стального литья для вращающихся частей следует с целью устранения внутренних напряжений и улучшения структуры использовать только отожженное стальное литье.

В. Катаная, кованая и тянутая сталь. Катаная и кованая сталь применяется в электромашиностроении для изготовления валов, роторов двух-и четырехполюсных генераторов, полюсов, нажимных плит и колец (для выполнения остовов роторов машин с явновыраженными полюсами), для добавочных полюсов машин постоянного тока и т. п. В табл. 2-5 приведены сорта стали для высоконагруженных валов отдельных видов электрических машин, в то время как для изготовления валов с нормальной нагрузкой применяется конструкционная сталь по DIN 17100 (табл. 2-6).

В табл. 2-6 перечислены наиболее важные нормализованные сорта стали, а в табл. 2-7 обобщены важнейшие сорта стали для поковок.

Для изготовления конструктивных деталей, находящихся в магнитном поле или поле рассеяния, применяется немагнитная аустенитная сталь. Существуют два принципиально различных вида такой стали — один из них содержит от 7,25 до 8,85% никеля, а другой почти не имеет никеля, но зато у него более чем вдвое большее содержание марганца (от 17 до 18%). Марганцовистая сталь меньше подвержена коррозии под напряжением, но обрабатывать ее труднее, чем никелевую сталь. Однако обе легирующие присадки могут применяться также и одновременно, и приблизительно при 4—7% Ni и 9% Mn получается хорошая немагнитная сталь (табл. 2-1).

Исходный материал имеет предел текучести около 30 *кГ/мм*², путем холодной вытяжки эта величина может быть утроена или даже учетверена.

Свойства аустенитной немагнитной стали для роторных бандажей и центрирующих колец приведены на рис. 2-1.

Для винтов, болтов, гаек и деталей из листовой стали применяется такая же немагнитная сталь с пределом текучести $\sigma_S = 30 \div 90$ *кГ/мм*². Для бандажной проволоки наряду с другими материалами применяется также немагнитная стальная проволока (см. стр. 58 и табл. 2-17).

В отдельных случаях применяются листовой материал и трубы из коррозионностойкой и нержавеющей стали — легированной стали с высоким содержанием кобальта.

Г. Листовая сталь. Кроме указанной в табл. 2-8 котельной листовой стали, для изготовления корпусов взрывозащищенных машин и их частей, от которых требуется особенно хорошая свариваемость, для сварных конструкций, в особенности корпусов, для шихтования полю-

сов, полюсных башмаков, шихтованных станин машин постоянного тока и так называемых шихтованных (наборных) роторов применяется катаная листовая сталь без особых магнитных свойств. Обычно применяемые для штамповки сорта листовой стали приведены в табл. 2-8. Для шихтованных полюсов и станин применяется листовая сталь толщиной 1—2 *мм*, а для наборных роторов — 2—4 *мм*.

Д. Электротехническая (динамная) сталь. В зависимости от требований в отношении величин потерь на гистерезис и от вихревых токов применяются различные сорта электротехнической стали. Она легируется кремнием. Теплопроводность, а также электропроводность ее падают с повышением содержания Si. Потери от вихревых токов при этом снижаются, однако одновременно падает также и коэрцитивная сила. Намагничиваемость, следовательно, несколько снижается, однако этот небольшой недостаток имеет лишь второстепенное значение в сравнении с большим снижением удельных потерь. Возрастающее значение потерь в электрических машинах заставило применять электротехническую сталь с максимально малыми удельными потерями, которая ранее использовалась только для трансформаторов. Для генераторов переменного тока большой мощности электротехническая сталь с потерями более 1,7 *вт/кг* при 10 000 *гс* уже почти не применяется и заменена листовой сталью с нижним пределом потерь до 1,3—1,01 *вт/кг* при толщине 0,5—0,35 *мм*. Данные по электротехническим сталям приведены в табл. 2-9.

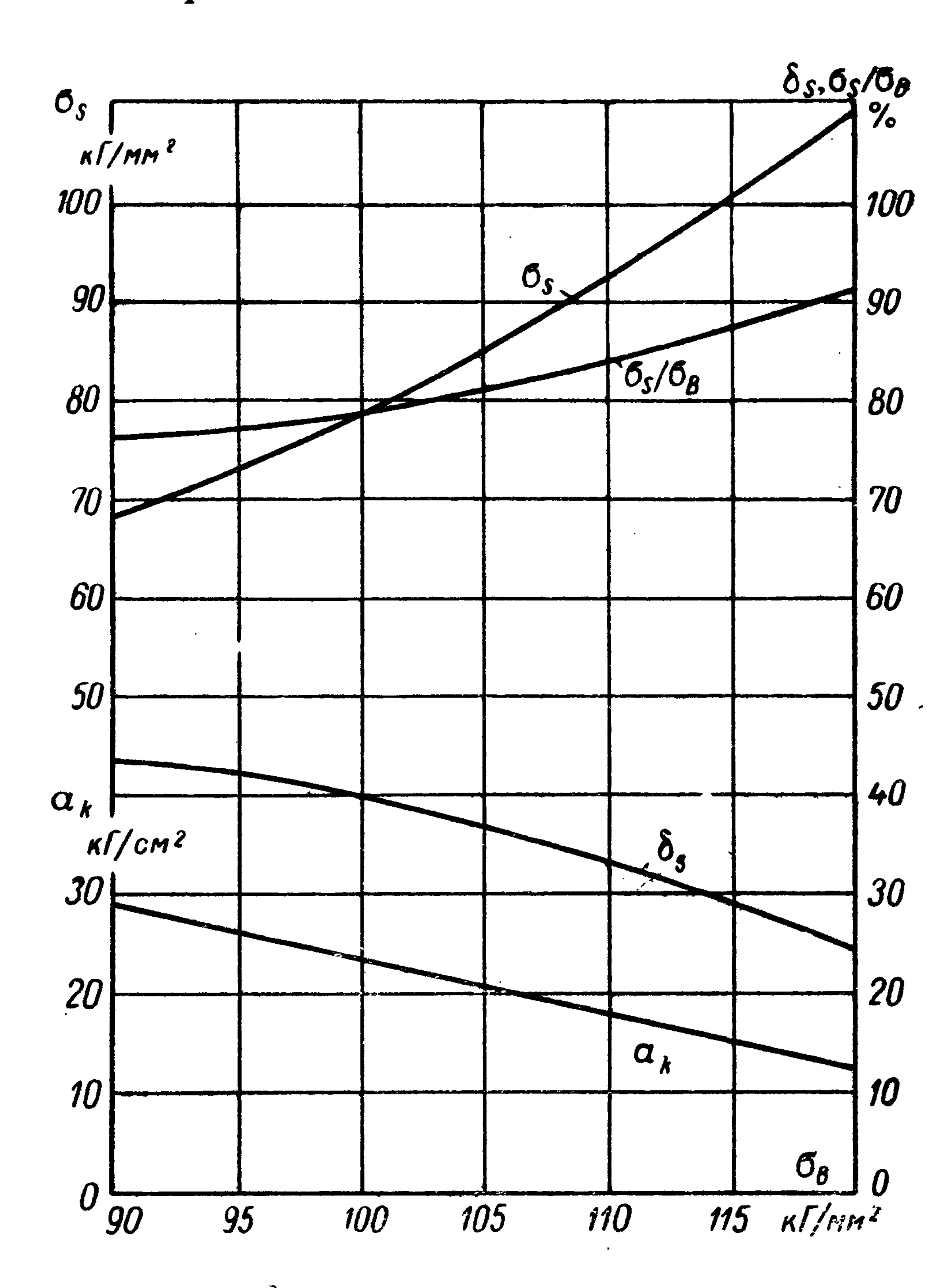


Рис. 2-1. Механические свойства бандажных колец из немагнитной аустенитной стали

σ_B — предел прочности при растяжении; σ_S — предел текучести; δ_5 — относительное удлинение при разрыве; a_k — ударная вязкость; γ — удельный вес, равный $8{,}00 \cdot 10^{-3}$ *кГ/см³*; E — модуль упругости, равный $1{,}8 \cdot 10^6$ *кГ/см²*; α_l — коэффициент теплового расширения, равный $18 \cdot 10^{-6}$ *1/град*. Кривые вычерчены по средним значениям, полученным на основе тщательных статистических исследований

За последнее время некоторое применение в электромашиностроении получает также электротехническая сталь с ориентированной структурой. Разумеется, ее нецелесообразно использовать для несегментированной круговой резки, так как потери и магнитная проницаемость листов с ориентированной структурой зависят от направ-

ления проката. Повышение потерь в зависимости от угла между магнитным потоком и направлением прокатки показано на рис. 2-2. Эта сталь применяется практически исключительно для крупных турбогенераторов, причем зерно должно быть ориентировано в листах спинки статора тангенциально. Благодаря этому потери в стали спинки могут быть значительно снижены или же соответственно при тех же потерях может быть значительно повышена индукция, вследствие чего уменьшается расход стали, диаметр и вес машины. Практически в каждом отдельном случае следует искать определенный компромисс в качестве оптимального решения с точки зрения экономичности. Целесообразно изготовлять из листовой стали с ориентированной структурой очень короткие сегменты, т. е. предусматривать в машине большое количество сегментов с малым числом пазов на сегмент.

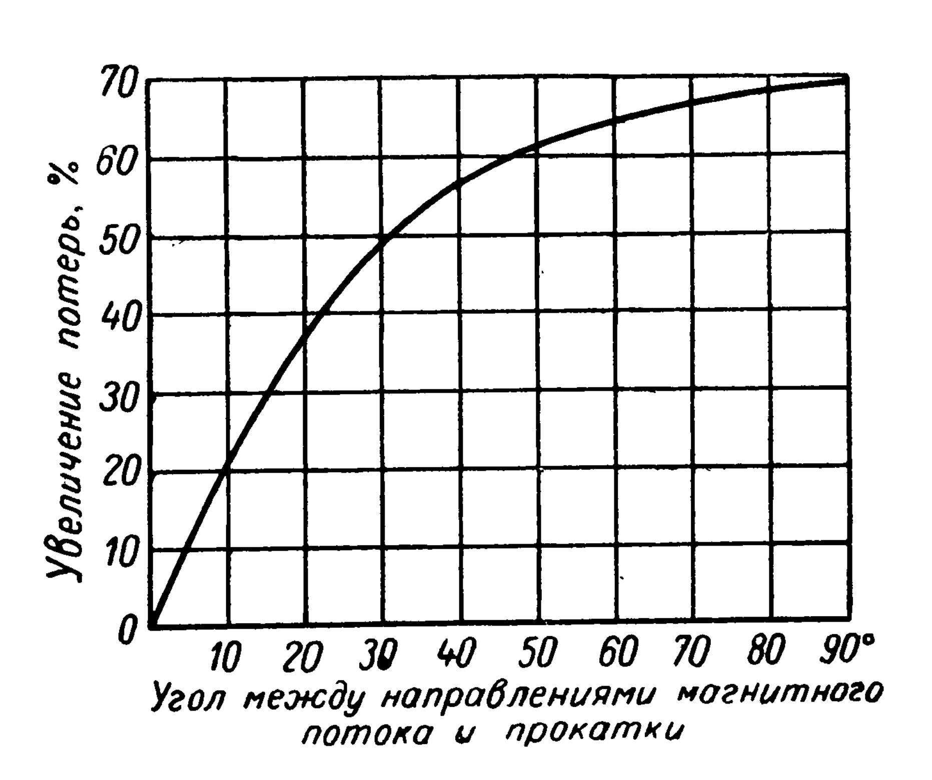


Рис. 2-2. Возрастание потерь на намагничивание в функции угла между направлениями магнитного потока и прокатки

Толщина преимущественно американской листовой стали составляет 0,305 и 0,355 *мм*. Потери, измеряемые в направлении прокатки после штамповки и отжига при 800° С в атмосфере азота, составляют при 50 *гц* и 15 000 *гс* приблизительно $V_{15} = 1{,}0 \div 1{,}2$ *вт/кг*. Более подробные данные относительно коэффициента заполнения пакета активной сталью, изоляции, термообработки, а также более исчерпывающие сведения о различных сортах стали, в особенности, в отношении магнитной проницаемости и потерь, в том числе и при частотах, отличающихся от 50 *гц*, приведены в специальной литературе.[1]

Для изоляции листов активной стали применяются различные изоляционные материалы и следующие технологические процессы: фосфатирование нештампованных листов, оклейка бумагой нештампованных листов, лакировка штампованных листов тотанином (лаком Besa), лакировка штампованных листов синтетическим лаком, лакировка штампованных листов лаком из синтетических смол.

2-2. Цветные металлы и сплавы

Цветные металлы применяются в электрических машинах для электрических проводников, в качестве материалов для постоянных магнитов, материала для экранирования магнитных полей и, в известном объеме, также в качестве чисто конструкционных материалов, в частности — латунь, бронза, легкие металлы, металл для заливки подшипников и т. д.

---

[1] Например, «Armco Oriented Electrical Steels», Armco Steel Corp., Middletown, Ohio.

А. Материалы для постоянных магнитов. Эти материалы используются в электромашиностроении в значительном объеме для изготовления двигателей и генераторов с постоянными магнитами, причем не только для малых машин, как, например, велосипедных генераторов и т. п., но и для машин переменного тока в системах регулирования с магнитными усилителями (дросселями насыщения), машин с когтеобразными полюсами, генераторов для качающихся приводов и т. п.

Для этой цели применяются в первую очередь магнитные никелевые сплавы и железокобальтовые сплавы (Hütte I).

Перечень материалов для постоянных магнитов, выпускаемых на рынок фирмой Permanent—Magnet—Association (Англия), приведен в табл. 2-10. На рис. 2-3 для четырех групп материалов этой таблицы показаны характеристические кривые намагничивания.

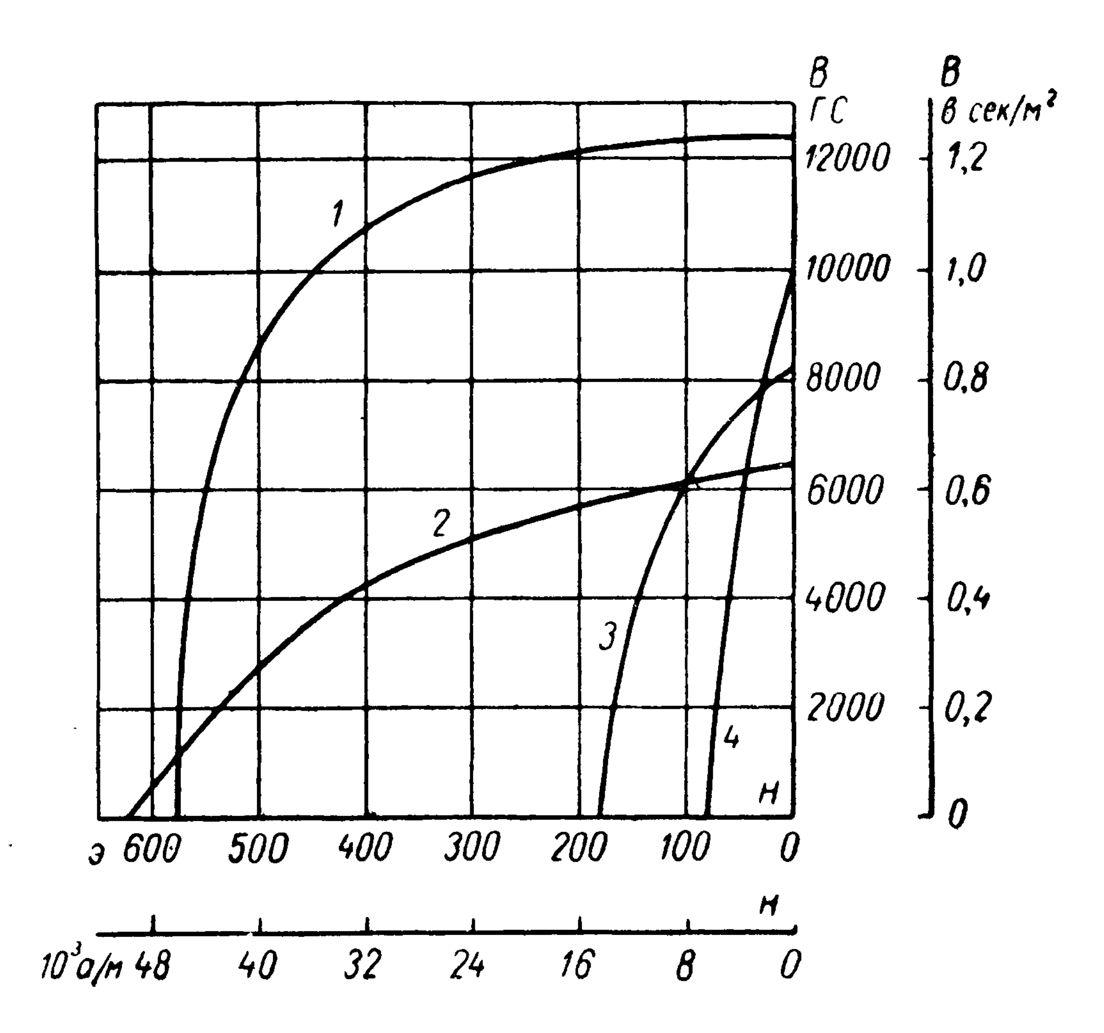


Рис. 2-3. Кривые намагничивания материалов постоянных магнитов

1 — Alcomax II; *2* — Alnico (высокая коэрцитивная сила); *3* — сталь с присадкой 15% Co; *4* — сталь с присадкой 2% Co и 4% Cr

Б. Медь. Медь является почти единственным материалом, применяемым для изготовления проводников в электрических машинах. Из общего объема мирового производства меди приблизительно половина используется в электротехнике, причем значительная часть применяется в электромашиностроении. Медь имеет при относительно низкой цене высокую электропроводность, чистая электротехническая медь—58 *м/ (ом·мм²)*. Так как даже незначительные следы примесей сильно снижают электропроводность, то принятая на мировом рынке степень чистоты меди для электротехники определяется только электропроводностью, а именно 57 и минимально 56 *м/ (ом·мм²)*.

Еще более высокая электропроводность технического серебра 61—62 *м/ (ом·мм²)* настолько мало отличается от электропроводности меди, что применение серебра с учетом его значительно более высокой стоимости в качестве проводникового материала исключается. Электропроводность алюминия значительно ниже — 34 *м/ (ом·мм²)*, и поэтому он применяется в качестве материала для проводников лишь в редких случаях (например, для литых короткозамкнутых роторных обмоток асинхронных двигателей).

Другим благоприятным свойством меди является ее высокая теплопроводность и значительная устойчивость против воздействия коррозии. Следует, однако, учитывать ее чувствительность к воздействию

серы и сернистых соединений, которые приводят к образованию сульфидов на поверхности.

Наиболее важные свойства электротехнической меди приведены в табл. 2-11.

Небольшие присадки серебра (от 0,03 до 0,1%) лишь незначительно снижают электропроводность меди (приблизительно на 0,5%), но уже заметно повышают нагревостойкость, а также предел ползучести при повышенных температурах. Поэтому такая легированная серебром медь в возрастающей мере применяется для изготовления обмоток и коллекторных пластин.

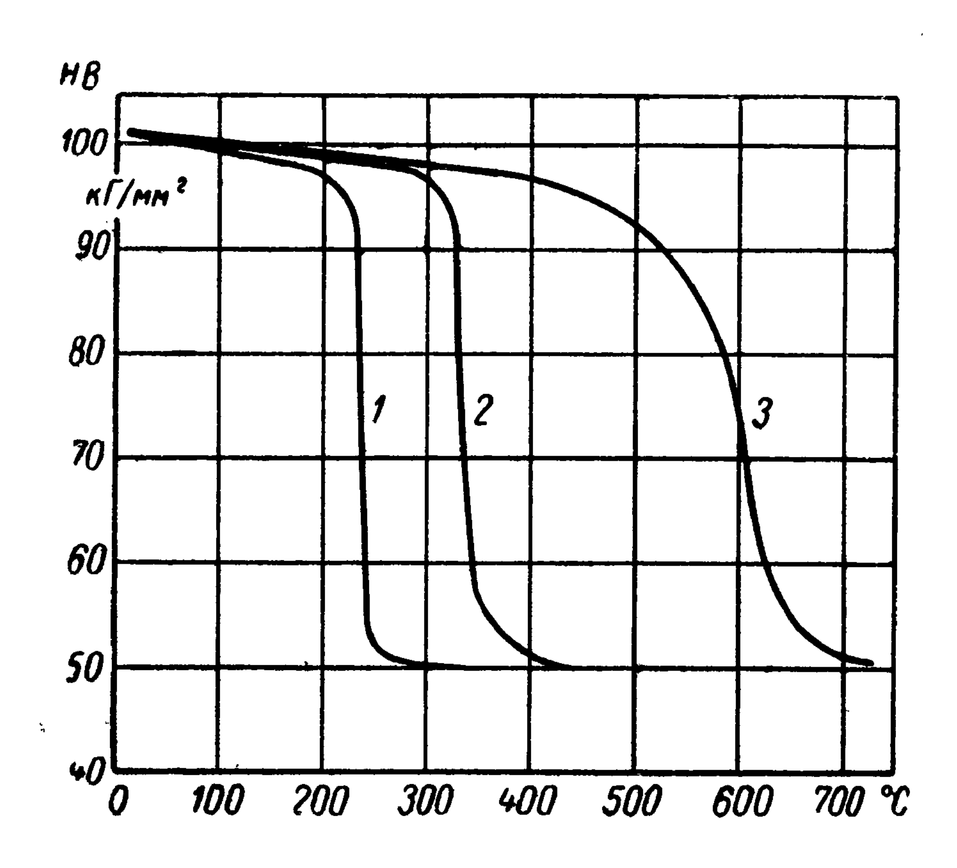


Рис. 2-4. Кривые размягчения различных сортов меди. Твердость по Бринеллю при 20° С, измеренная через 1—2 *ч* в функции нагрева

1 — электролитическая медь; *2* — медь с присадкой серебра; *3* — медь с присадкой циркония

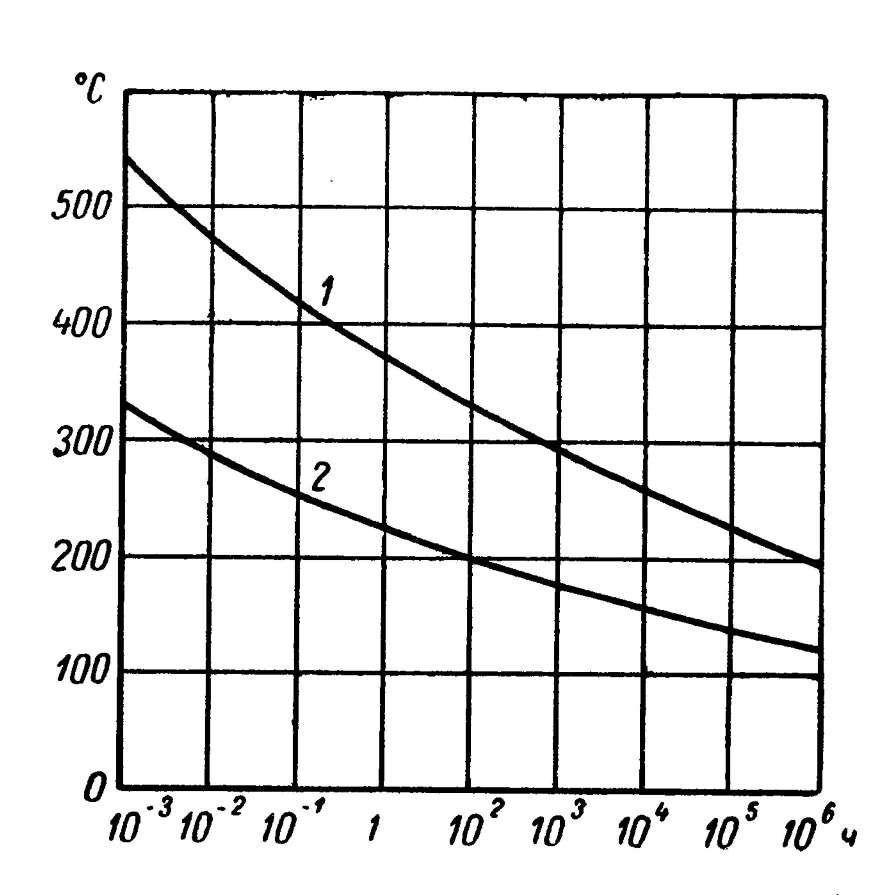


Рис. 2-5. Температура размягчения в зависимости от длительности нагружения для меди с присадкой серебра и электролитической меди

1 — медь с присадкой серебра; *2* — электролитическая медь

Очень благоприятными свойствами обладает медь с присадкой циркония (0,06% Zr). Ее электропроводность равна приблизительно 57 *м/ (ом·мм²)*, предел прочности при растяжении — приблизительно 30 *кГ/мм²* при пределе текучести 25 *кГ/мм²* и относительном удлинении при разрыве около 20%. Медь, легированная цирконием, значительно устойчивее против размягчения при нагреве, чем медь с присадкой серебра. Особенно пригодна она для изготовления коллекторных пластин. На рис. 2-4 приведены кривые размягчения электротехнической меди, меди с серебром и меди с цирконием, а на рис. 2-5 показаны температуры размягчения в зависимости от длительности нагрузки для электролитической меди и меди, легированной серебром.

В больших количествах медь применяется в качестве легирующей составной части латуни и бронзы.

В. Латунное литье, тянутая и катаная латунь. 1. Латунное литье в электромашиностроении применяется мало и только для таких деталей, к прочности которых не предъявляются высокие требования, но которые должны быть защищены от ржавления и обладать немагнит-

ными свойствами. Это, например, каркасы катушек, контакты межполюсных соединений, крепления обмоток, дистанционные кольца, щеткодержатели, щеточные бракеты и т. п. Поэтому необходим лишь небольшой выбор сортов латунного литья, указанных в табл. 2-12.

2. Тянутая или катаная латунь широко применяется для изготовления немагнитных винтов, болтов и труб, а также в виде тонкой листовой латуни для каркасов катушек, уплотняющих и маслосъемных колец подшипников и, в особенности, в качестве материала для короткозамкнутых якорных обмоток (короткозамкнутых стержней для пусковой обмотки двухклеточных роторов и в шихтованных полюсах синхронных двигателей, если для этой цели не используется бронза).

Применяемый в электромашиностроении сортамент латуни приведен в табл. 2-12.

Г. Бронзовое литье, кованая, тянутая и катаная бронза. Бронза применяется во всех тех случаях, когда механические свойства латуни оказываются недостаточными, например для испытывающих высокие нагрузки щеткодержателей и щеточных бракетов, креплений обмоток и т. д., а также для немагнитных нажимных плит и концевых пластин нажимных пальцев пакетов активной стали, для стержней и колец роторов асинхронных двигателей с короткозамкнутой обмоткой и пусковых обмоток синхронных машин, для которых требуется более высокое электрическое сопротивление, чем у латуни, а также для деталей, от которых требуется, чтобы они не содержали цинка, например контактных колец асинхронных двигателей, если они изготавливаются не из стали. Применяемые обычно бронзы приведены в табл. 2-12.

Д. Легкие сплавы. Основные легкие сплавы приведены в табл. 2-13. Они применяются для изготовления кожухов, вентиляционных колпаков и других конструктивных элементов, но в особенности для литых обмоток короткозамкнутых роторов и корпусов статоров, которые отливаются под давлением и спрессовывают пакет активной стали.

Е. Припои и металлические покрытия. *1. Олово.* Олово применяется в чистом виде (100% Sn, $\gamma = 7{,}4$ *кГ/дм*^{3}, температура плавления 230° С) или с присадкой свинца для лужения деталей из меди, медных сплавов и стали, которые должны за счет давления винтов или заклепок обеспечивать хороший контакт. Лужение служит для предотвращения ухудшения контакта вследствие окисления.

Одним из важных требований, предъявляемых к хорошим длительным контактным соединениям,[1] является то, что соприкасающиеся поверхности должны сохранять металлический блеск. Во многих случаях этого можно добиться перед сборкой механическим путем, однако в большинстве случаев контактные поверхности обрабатываются задолго до установления контакта, так что еще до сборки контакта ме-

---

[1] Кроме длительных контактов, с одной стороны, винтовых и зажимных, а с другой стороны, контактов, выполняемых металлургическим путем с помощью сварки или пайки, а также комбинации обоих видов (запаянные винтовые соединения), в электромашиностроении применяются также нажимные и разрывные контакты (например, короткозамыкающие устройства на контактных кольцах синхронных машин), а также скользящие контакты (например, щетки на контактных кольцах и коллекторах).

таллическая чистота, например, меди или железа снова нарушается в результате окисления. Поэтому производится «облагораживание» поверхности, как правило, путем лужения, но нередко также и посредством серебрения.

2. *Припои.* Постоянные контактные соединения выполняются в электромашиностроении в большинстве случаев путем сварки или пайки. Под сваркой понимают соединение путем местного наплавления однородного материала. При пайке зазор в стыке между соединяемыми деталями, например концами обмотки и петушками коллектора, заполняется сплавом с более низкой температурой плавления, т. е. припоем, который имеет значительно отличающиеся химические и физические свойства.

Припойные сплавы можно подразделить на две основные группы: мягкие припои с точкой плавления около 300° С и ниже и твердые припои с точкой плавления приблизительно 600° С и выше. Между этими двумя группами имеется, если не принимать во внимание припои, применяемые для пайки алюминиевых сплавов, значительный интервал, который еще не получил удовлетворительного заполнения.

Мягкие припои. Для изготовления мягких припоев применяются следующие металлы, перечисленные в порядке возрастания температуры плавления: иридий Ir — 156° С, олово Sn — 232° С, висмут Bi — 271° С, кадмий Cd — 321° С, свинец Pb — 327° С, цинк Zn — 419° С, сурьма Sb — 630° С.

Путем смешения этих металлов между собой можно создать ряд сплавов, которые отличаются друг от друга точно определенными минимальными точками плавления (точками эвтектики). К этим основным составным частям сплавов иногда добавляются другие присадочные металлы (медь, серебро), которые также и при малом процентном содержании могут в известных пределах модифицировать определенные свойства припоя.

Обычно применяемые в электромашиностроении свинцовооловянные припои по DIN 1707 приведены в табл. 2-14.

Кроме свинцовооловянных припоев, применяются также кадмиевоцинковые припои (иногда с присадками серебра в несколько процентов). Они являются практически наиболее тугоплавкими мягкими припоями с хорошей текучестью и хорошей устойчивостью против коррозии. Их прочностные характеристики выше, чем у других сплавов. При испытаниях на растяжение паянных внахлест соединений достигаются временные сопротивления сдвигу до 9 $кГ/мм^2$ по сравнению с 6—7 $кГ/мм^2$ для свинцовооловянных припоев. Электропроводность кадмиевоцинковых припоев — от 12 до 13 $м/(ом \cdot мм^2)$ — также выше, чем у свинцовооловянного припоя, у которого она равна от 5 до 7 $м/(ом \cdot мм^2)$. Их пригодность для вакуумплотных паек и пайки погружением ограничена. Следует учитывать, что все мягкие припои имеют лишь небольшую прочность при длительной нагрузке, так как металлы в состоянии, столь близком к их точке плавления, уже не могут упрочняться вхолодную и снимать механические напряжения вследствие длительной ползучести. Поэтому нагрузка в длительных режимах

работы должна составлять приблизительно только 1/10 предела прочности, достигаемого при кратковременном испытании.

Твердые припои. В нормалях DIN 1733 и 1734 различаются твердые латунные припои (табл. 2-15) и твердые серебряные припои (табл. 2-16). Для высококачественных паек в электротехнике почти исключительно применяются последние. Так как чистое серебро не обладает достаточной способностью легироваться железом, никелем, кобальтом, вольфрамом и другими металлами, а медь, напротив, значительно легче легируется железом и почти всеми цветными металлами, то серебро применяется главным образом в соединении с медью.

3. Металлические покрытия. В качестве металлического покрытия неподвижных контактов в электромашиностроении иногда применяется серебро (напаянные серебряные пластиночки на нажимных пальцах щеткодержателей; посеребренные гальваническим путем демпферные обмотки и контактные участки на медных шинах и зажимах; выполненное методом притирания серебрение железных полюсных и контактных поверхностей; соединения демпферных обмоток из посеребренной меди).

При нормальной температуре серебро не подвергается никаким коррозионным воздействиям ни в сухом, ни во влажном чистом воздухе или в водороде. Однако присутствие содержащих серу веществ приводит к образованию сульфидных отложений.

Для защиты от коррозии без контактных функций, кроме лужения, применяется преимущественно оцинковка, в особенности горячее цинкование и кадмирование.

С материалами для электрических контактов и служащими для других целей покрытиями читатель может познакомиться в весьма обширной специальной литературе. Для борьбы с износом, обеспечения работы в аварийных режимах и для частичного улучшения длительной прочности железных сплавов известны химико-термические методы обработки поверхности, как, например, науглероживание в соляной ванне, газовое науглероживание, азотирование газом, мягкое азотирование [1] и т. д. При этом образуются покрытия не в буквальном смысле слова, так как верхний слой металла претерпевает металлургические и химические изменения.

Улучшение смазки и свойств при работе в аварийных режимах может достигаться также и путем нанесения дисульфида молибдена (MoS_2) на скользящие поверхности, который имеется в продаже в виде масляной дисперсии или пасты [2] (немагнитный материал, коэффициент трения $\mu = 0{,}02$).

Ж. Подшипниковые металлы. В качестве металла для заливки подшипников в электромашиностроении применяется преимущественно белый металл (баббит), в основном марки WM80 приблизительно с 80% Zn, 1—3% Pb, 11—13% Sb и 5—7% Cu. Наряду с ним применяется также сплав свинца с сурьмой. Опорно-осевые подшипники тяговых двигателей выполняются в основном из бронзы, или же применяется бронза, залитая белым металлом.

---

[1] Фирменные наименования методов: Sulf-Inuz, Tenifer и т. д.

[2] Фирменное наименование: Molykote.

2-3. Материалы для бандажей

Лобовые части обмоток роторов асинхронных двигателей с контактными кольцами, коллекторных двигателей переменного тока, включая тяговые двигатели, а также машин постоянного тока предохраняются от воздействия центробежных сил с помощью так называемых бандажей (см. стр. 267). Эти бандажи выполняются из немагнитной стальной проволоки, бронзовой проволоки либо из пропитанного синтетическими смолами стекловолокнистого ленточного материала. Бандажи часто выполняются немагнитными для предотвращения нарушения коммутации и возможных потерь в бандаже. Применяемые материалы приведены в табл. 2-17 и 2-18.

2-4. Изоляционные материалы

Правильный выбор изоляционных материалов имеет решающее значение для обеспечения надежности и длительности эксплуатации. Этот выбор затруднителен из-за многочисленности изоляционных материалов, быстрого развития техники изоляционных материалов и, в особенности, разнообразия предъявляемых требований, которые невозможно оптимально выполнять одновременно с помощью одного и того же материала; так что приходится принимать компромиссные решения.

Изоляционные материалы в электромашиностроении представляют собой в большинстве случаев комбинацию различных веществ и материалов, например слюды, подложек, таких, как бумага или стеклоткань, и связующих (лаки, смолы). К изоляционным материалам должны предъявляться как технологические и механические, так и электрические требования, например, в отношении диэлектрической прочности, стойкости к токам утечки, а также термические требования в отношении теплопроводности, нагревостойкости и требования относительно состояния при воздействии влажности и в присутствии различных газов и т. д. Кроме того, следует учитывать вопросы экономичности, т. е. соотношение между стоимостью изготовления и качеством материала.

От инженера-электрика или машиностроителя, работающего конструктором электрических машин, нельзя ожидать, чтобы он имел обширные знания по химии изоляционных материалов. Для выбора материалов он должен использовать специальную литературу и, в особенности, пользоваться помощью специалистов по изоляционным материалам.

Известную помощь при выборе изоляционных материалов оказывает их подразделение на классы нагревостойкости по рекомендациям МЭК. В табл. 1-1 приведены различные классы изоляционных материалов с соответствующими максимально допустимыми длительными температурами и примеры изоляционных материалов, которые могут быть в обычных условиях отнесены к этим классам.

В сборнике правил VDE, том 2, группа 3 (изоляционные материалы) приведен ряд указаний и правил для оценки изоляционных материалов и изоляционных систем.

Для проверки надежности обмоток в целом при воздействии электрического напряжения (см. стр. 22) в табл. 1-8 и 1-9 приведены нормализованные испытательные напряжения.

Швейцарский электротехнический комитет (CES) составил по поручению МЭК энциклопедию электроизоляционных материалов (классификация, сравнительные таблицы и обзоры) [1], в которой рассматриваются все изоляционные материалы (в том числе жидкие и газообразные) и приведены все их основные данные. В этой энциклопедии отражены практически все изоляционные материалы, т. е. значительно больше того, что в настоящее время применяется в электромашиностроении. Конструкторам, которым приходится заниматься вопросами изоляционных материалов, этот труд может оказать существенную помощь. В табл. 2-19 и 2-20 приведены свойства газов и жидкостей, которые применяются или могут применяться в электромашиностроении для охлаждения и от которых одновременно требуются определенные электрические свойства.

Применяемые в электрической машине изоляционные материалы образуют в своей совокупности изоляционную систему. Такая система характеризуется комбинацией отдельных изоляционных материалов, упрочнением и уплотнением их при пропитке смолами и лаками, взаимным влиянием различных веществ, обработкой и условиями применения. Важную роль играет наличие или отсутствие контакта с окружающей атмосферой. Все эти факторы определяют диэлектрическое, термическое и механическое состояние изоляционной системы.

Свойства изоляционной системы нельзя рассматривать как простую сумму свойств отдельных изоляционных материалов.

В специальной литературе в настоящее время во многих случаях не принято указывать для твердых изоляционных материалов или систем пробивную прочность, так как ее значения зависят от очень многих факторов (например, общего напряжения, частоты, продолжительности воздействия напряжения, температуры, влажности и т. п.). Конструктору, однако, нужны такие хотя бы ориентировочные данные, а также данные по весу и механическим свойствам. Поэтому в табл. 2-21 обобщены важнейшие свойства твердых изоляционных материалов.

2-5. Охлаждающие среды (агенты)

А. Газообразные охлаждающие среды. В качестве охлаждающей среды в электрических машинах в первую очередь применяется воздух. Охлаждающий воздух должен быть свободен от пыли, в особенности от токопроводящей пыли, которая может оседать в машине, от пыли угольных щеток и от влаги, в особенности масла, которое может превратить осадок пыли в пастообразную проводящую корку. Поэтому для крупных машин часто применяются замкнутые системы охлаждения. При включении контактных колец и коллекторов в замкнутую систему охлаждения очень сложно отфильтровать угольную пыль. Поэтому контактные кольца и коллекторы располагаются обычно вне системы цир-

---

[1] Enzyklopädie der elektrischen Isolierstoffe, Publikation CES, 1960, Herausgeber: SEV, Zürich.

куляции воздуха. Для открытых машин, работающих в сильно запыленной окружающей среде, рекомендуется производить фильтрацию воздуха на его входе. В некоторых машинах применяется охлаждение газом, в особенности водородом с различным давлением (см. стр. 122). Иногда применяются также и другие газы (например, азот). Электроотрицательные газы пока что ввиду их высокого удельного веса почти не применяются. Обзор физических свойств газообразных охлаждающих сред приведен в табл. 2-19.

Б. Жидкие охлаждающие среды. Жидкостное охлаждение применяется обычно только для отдельных частей машины, в особенности обмоток статоров, причем используется как вода, так и масло.

В табл. 2-20 приведены физические свойства жидких охлаждающих сред.

2-6. Угольные щетки

Наименование «щетка» возникло в тот начальный период практической электротехники, когда первые аппараты этого рода действительно были щетками или кисточками, состоящими из собранных в пучок медных проволок, которые своим свободным концом скользят по коллектору или контактным кольцам. В настоящее время такое наименование уже не соответствует действительности, но оно прочно вошло в международную техническую терминологию. Название «угольные щетки» охватывает все виды щеток, и его применяют не только к щеткам, состоящим исключительно из угля, но и к щеткам, содержащим большее или меньшее количество металла.

В зависимости от применяемых основных материалов и способов изготовления различают четыре группы угольных щеток.

1. Щетки из твердого угля. Для их изготовления в качестве сырьевого материала применяются аморфные углероды, в особенности ретортный уголь, сажа, нефтяной кокс, дегтярный кокс, а также полученные на этой основе электрографиты.

2. Щетки из натурального графита. Они изготавливаются преимущественно или исключительно из натурального чешуйчатого графита, который добывается главным образом на Цейлоне и Мадагаскаре.

3. Металлические щетки. В них металлический порошок (в основном медный) смешивается с большим процентным количеством (до 80%) высококачественного чешуйчатого графита.

4. Электрографитированные угольные щетки. Уголь изготовляется практически таким же способом, как и твердый уголь, но подвергается дополнительно процессу электрографитирования, который настолько изменяет его свойства, что изготовленные из него щетки относятся к отдельной группе.

Все четыре группы щеток изготавливаются в виде различных сортов по качеству, на которые значительно влияют, например, предусматриваемая в процессе размола величина зерна или оказывающие абразивное действие полирующие, испаряющиеся и прочие присадки, добавляемые для достижения желаемого эффекта.

Отдельные группы и сорта по качеству отличаются друг от друга электропроводностью, удельным весом и твердостью, прочностью на

излом, коэффициентом трения, вольт-амперной характеристикой и свойствами, которые могут быть лишь частично выражены с физической точки зрения, как, например, различное полярное состояние (анод или катод) и т. д.

Во всех случаях важным фактором является то, что к основному материалу добавляется связующее, например выделяющийся при добыче газа деготь. Задача связующего — придание пластичности мелкозернистому порошкообразному сырьевому материалу, так чтобы его можно было деформировать и прессовать в виде пластин, стержней и т. п.

После процесса прокаливания без доступа воздуха при температуре приблизительно до 1300° С (а для металлоугольных щеток до

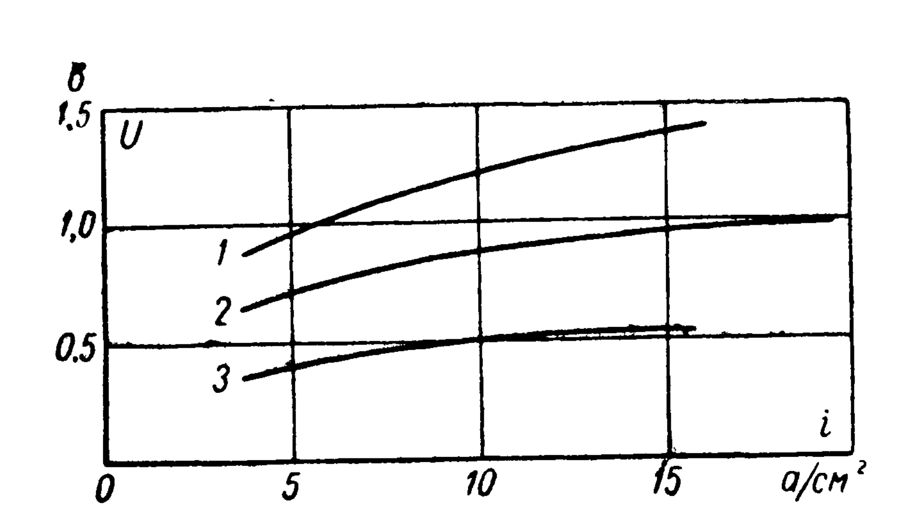


Рис. 2-6. Падение напряжения в зависимости от плотности тока для трех различных типов щеток

1 — электрографитированные; *2* — графитные; *3* — металлосодержащие

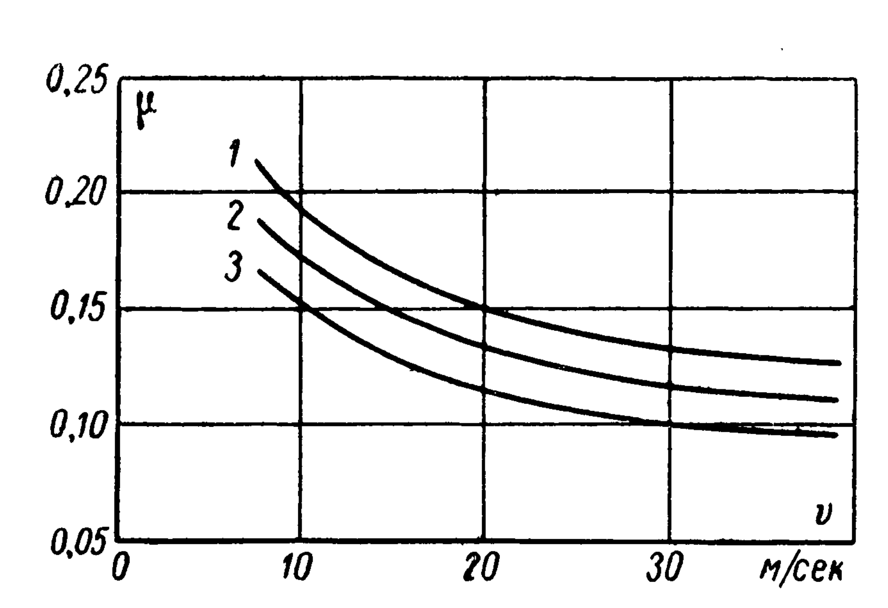


Рис. 2-7. Коэффициент трения в функции окружной скорости коллектора для трех различных типов щеток

1 — графитные; *2* — электрографитированные; *3* — металлосодержащие

предела спекания) в течение нескольких дней, во время которого выделяются летучие компоненты связующего, материал приобретает необходимую прочность и устойчивость формы.

Электрографитированные щетки подвергаются второму процессу прокаливания приблизительно до 2000° С в электрических печах сопротивления, причем сам прокаливаемый уголь образует электрический проводник.

На рис. 2-6 для графитовых, электрографитированных и металлических щеток показано падение напряжения в зависимости от плотности тока, а на рис. 2-7 даны значения коэффициента трения в зависимости от окружной скорости.

Следует учитывать, что угольные щетки имеют отрицательный температурный коэффициент, т. е. их электропроводность увеличивается с повышением температуры, поэтому необходимо, чтобы на одной машине применялись только щетки с одинаковой электропроводностью, так как в противном случае возможно, что одна из более горячих щеток будет воспринимать больше тока, чем другие, нагреется вследствие этого еще больше, в результате чего произойдет дальнейшее нарушение распределения тока между параллельно включенными щетками.

2-7. Консистентные и жидкие смазки

А. Консистентные смазки для подшипников качения. В большинстве случаев фирмы—изготовители электрических машин могут свободно выбирать консистентные смазки, с которыми они будут поставлять машины; только для тяговых двигателей во многих случаях на этот счет существуют предписания железнодорожной администрации.

В случае применения групп, состоящих из нескольких машин, все подшипники машин этой группы, в том числе и тогда, когда отдельные машины поставлялись разными изготовителями, должны по возможности смазываться одной и той же консистентной смазкой. На необходимые исключения из этого правила следует особо указать при поставке.

Удовлетворяющая всем требованиям консистентная смазка должна обладать следующими свойствами:

1. Смазывающая способность. Консистентная смазка должна при всех рабочих температурах обладать достаточной смазывающей способностью и предписанным образом проникать в подшипник, в то время как бóльшая часть смазки должна в неизменном состоянии оставаться в окружающей подшипник полости.

2. Стойкость. Консистентная смазка должна быть возможно более химически и физически стойкой и предотвращать окисление в подшипнике. С учетом стойкости нельзя смешивать различные сорта смазок, в особенности в тех случаях, если они имеют разную мыловую основу.

3. Уплотняющая способность. Консистентность, или пенетрация, должна быть такой, чтобы смазка не выступала через уплотнение наружу и, наоборот, способствовала предотвращению проникновения пыли и влаги.

4. Защита от коррозии. В присутствии воды консистентная смазка должна оказывать защищающее от ржавления действие, причем не должно быть отрицательного влияния на консистентность смазки или другие ее существенные свойства.

5. Механические загрязнения. Для предотвращения износа консистентная смазка должна быть свободной от каких-либо истирающих компонентов.

Для подшипников качения применяются в основном четыре сорта консистентных смазок.

1. Консистентные смазки из минеральных масел, которые сгущаются металлическими мылами. В качестве сгущающих средств применяются: Na, Ca, Li, Na + Ca, Ca + Pb, Li + Ca. Пенетрация перемешанных пластичных смазок колеблется между 180 и 380, наименьшая температура — между —15 и —55° С, допустимые температуры подшипников лишь для отдельных сортов превосходят 70—100° С.

2. Консистентные смазки из синтетических масел, которые сгущаются металлическими мылами. Для этой цели применяются либо синтетические сложные диэфиры и т. п., либо кремнийорганические масла, а в качестве сгущающих средств — Na, Li, Li + Ca. Пенетрация перемешанных пластичных смазок колеблется от 250 до 320, наи.

меньшая температура — от —30 до —70° С, допустимая температура подшипников — до 120° С.

3. Консистентные смазки, которые сгущаются не металлическими мылами, а коллоидальным глиноземом («бетоны») и т. п. Пенетрация перемешанных пластичных смазок от 240 до 320, наименьшая рабочая температура от —20 до —40° С, наивысшая допустимая температура подшипника 120° С.

4. Консистентные смазки с дисульфидом молибдена. Сгущающее средство Li + MoS_2, Na, Ca, Li, Li + Pb, Ca + Pb, Na + Ca, Li + + Na. Пенетрация перемешанных пластичных смазок от 200 до 320, наименьшая рабочая температура от —20 до —55° С, наибольшая допустимая температура подшипников для отдельных сортов смазки до 100° С.

Б. Подшипниковые масла. Минеральные масла используются в качестве не только изоляционного и охлаждающего масла, но и находят широкое применение как смазочные масла для подшипников.

В табл. 2-22 приведены данные по смазочным маслам, применяемые для подшипников электрических машин.

Таблица 2-1. **Химический состав аустенитной стали (в процентах)**

Химический состав	Аустенитная сталь	
	с никелем	без никеля
C	0,60—0,70	0,40—0,50
Si	0,25—0,55	0,45—0,55
Mn	7,25—8,80	17—18
S	0,005—0,015	0,005—0,006
P	0,015—0,070	0,050—0,070
Cr	3,10—4,55	4,0—5,00
Ni	7,25—8,85	—

Таблица 2-2. **Физические свойства стали (при 20° С)**

Удельный вес	γ	*кГ/см³*	$7{,}85 \cdot 10^{-3}$
Плотность	$\rho = \gamma/g$	*кг/см³* *кГ·сек²/см⁴*	$7{,}85 \cdot 10^{-3}$ $8{,}00 \cdot 10^{-6}$
Удельное электрическое сопротивление	ρ_e	*ом·мм²/м*	0,1—0,25
Температурный коэффициент электрического сопротивления	α	*1/град*	0,003
Удельная теплоемкость	c	*квт·сек/(кг·град)*	0,465
Теплопроводность	λ	*вт/(см·град)*	0,46
Коэффициент теплового линейного расширения	α_l	*1/град*	$11 \cdot 10^{-6}$
Модуль упругости	E	*кГ/см²*	$2{,}1 \cdot 10^{6}$
Коэффициент Пуассона	ν	—	0,3
Модуль сдвига	$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$	*кГ/см²*	$0{,}81 \cdot 10^{6}$
Продольная скорость распространения звука	$a = \sqrt{E/\rho}$	*см/сек*	$5{,}12 \cdot 10^{5}$

Таблица 2-3. **Важнейшие сорта чугуна, применяемые в электромашиностроении**

Характеристика	Серый чугун		Ковкий чугун	Чугун с шаровидным графитом		Немагнитный чугун	Литейный чугун с перлитной структурой
				перлитный	ферритный		
Предел прочности при растяжении, $кГ/мм^2$	15	20	36	55	40	40—50	30
Предел текучести, $кГ/мм^2$	—	—	20	40	35	25—35	—
Относительное удлинение при разрыве, %	—	—	16	1	8	10—16	—
Твердость по Бринеллю H_B, $кГ/мм^2$	80—120	150—200	125—180	200—280	140—200	120—150	170—220
Модуль упругости, $кГ/см^2$	$1,0\cdot10^6$	$1,1\cdot10^6$	$1,8\cdot10^6$	$1,7\cdot10^6$		$1,4\cdot10^6$	$1,3\cdot10^6$
Магнитная индукция, *гс*, при 25 *а/см*	6000		11 500	—		—	—
50 *а/см*	8000		12 500	—		—	—
100 *а/см*	9500		13 500	—		—	—
При 20° С: Удельный вес, $кГ/дм^3$	7,3		7,4	7,3		7,2	7,3
Удельное электрическое сопротивление, $ом\cdot мм^2/м$	0,85	0,80	0,3	0,50—0,60		1,00—1,20	0,9
Температурный коэффициент электрического сопротивления, 1/*град*	$1,2\cdot10^{-3}$		$4,5\cdot10^{-3}$	$1,2\cdot10^{-2}$		$0,40—0,45\cdot10^{-3}$	$1,2\cdot10^{-3}$
Коэффициент теплового линейного расширения, 1/*град*	$1,1\cdot10^{-5}$		$1,1\cdot10^{-5}$	$1,1—1,2\cdot10^{-5}$		$1,8\cdot10^{-5}$	$1,1\cdot10^{-5}$
Усадка, %	1		1,8	0—0,8		—	0,8—1,2
Удельная теплоемкость, *ккал/(кг·град)*	0,1		0,11	—		—	0,1
квт·сек/(кг/град)	0,42		0,46	—		—	0,42
Теплопроводность, *ккал/(м·ч·град)*	25—30	30—35	46	30—40		10—40	30—40
вт/(см·град)	0,29—0,35	0,35—0,40	0,53	0,35—0,46		0,12—0,46	0,35—0,46

Таблица 2-4. **Наиболее важные сорта стального литья, применяемые в электромашиностроении**

Характеристика		GS 38	GS 45	GS 52	GS 60
Предел прочности при растяжении, *кГ/мм²*		38	45	52	60
Предел текучести, *кГ/мм²*		18	22	25	36
Относительное удлинение при разрыве, %		25	22	18	15
Ударная вязкость (образца с надрезом), *кГм/см²*		5	4	3	3
Магнитная индукция, *гс*, при					
25 *а/см*		15 000	14 700	13 600	—
50 *а/см*		16 200	15 800	15 500	—
100 *а/см*		17 500	17 300	16 900	—
При 20° С	Удельный вес, *кГ/дм³*	7,85			
	Удельное электрическое сопротивление, *ом·мм²/м*	0,23			
	Температурный коэффициент электрического сопротивления, 1/*град*	0,004			
	Коэффициент теплового линейного расширения, 1/*град*	$11 \cdot 10^{-6}$			
	Удельная теплоемкость, *квт·сек/(кг·град)*	0,46			
	Теплопроводность *вт/(см·град)*	0,52			
	Усадка, %	1,75			

Таблица 2-5. **Сталь для валов электрических машин с высокими нагрузками**

Область применения	Обозначение марки по DIN	Предел текучести, *кГ/мм²*	Предел прочности при растяжении, *кГ/мм²*	Относительное удлинение при разрыве δ_5, %	Ударная вязкость, *кГм/см²*
1. Синхронные машины					
Валы до 250 *мм* ∅ » » 500 *мм* ∅ » свыше 500 *мм* ∅	C35 Ck35 30Mn5 36Mn5 36CrNi2	30—40	50—70	16—20	6
Быстроходные машины Валы до 400 *мм* ∅ » » 600 *мм* ∅	30Mn5 36Mn5 24Ni4 34Ni5	35—45	60—70	16	5
Специальные валы судовых машин до 300 *мм* ∅	28CrNiMo4 34CrNiMo6	50—60	75—90	13	6

Область применения	Обозначение марки по DIN	Предел текучести, *кГ/мм²*	Предел прочности при растяжении, *кГ/мм²*	Относительное удлинение при разрыве δ_5, %	Ударная вязкость, *кГм/см²*
2. Асинхронные машины					
Малые двигатели	St60	32	60—72	15	—
Валы для средних и крупных машин до 250 *мм* ∅; » 500 *мм* ∅	C35, Ck35; 30Mn5, 36Mn5, 24Ni4	30—40	50—70	16—20	6
Валы с приварными ребрами	24Ni4	30	55	24	10
Специальные случаи	34Ni5, 30Mn5, 36Mn5	35—45	60—70	16	6
3. Машины постоянного тока					
Валы для генераторов и двигателей до 250 *мм* ∅; » 500 *мм* ∅; свыше 500 *мм* ∅	C35, Ck35; 30Mn5, 36Mn5; 36CrNi2	30—40	50—70	16—20	6
Машины со сварной звездой якоря	24Ni4	30	55	24	10
4. Тяговые машины					
Валы для двигателей магистральных локомотивов дальнего следования	28CrNiMo4, 46CrNi6, 36CrNiMo4	50—55	75—90	14	4—6
Валы для двигателей локомотивов местного следования	34CrNiMo6	55	80—95	13	7

Таблица 2-6. **Характеристики прочности некоторых нормированных сталей по DIN**

Сталь	Предел прочности при растяжении σ_B, *кГ/мм²*	Предел текучести σ_S, *кГ/мм²*	Предел выносливости при знакопеременной нагрузке $\sigma_W = 50\% \sigma_B$, *кГ/мм²*
Конструкционные стали общего назначения по DIN 17100 (40 < толщина < < 100 *мм*)			
St33	33—50	—	—
St34	34—42	20	15
St37	37—45	22	17
St42	42—50	24	19
St50	50—60	28	23
St60	60—72	32	27
St70	70—85	35	32
Улучшенные стали по DIN 17200 (40 < диаметр < 100 *мм*)			
Нелегированные улучшенные стали:			
C35, Ck35	55—65	33	25
C45, Ck45	60—72	36	27
C60, Ck60	70—85	44	32
Легированные улучшенные стали:			
Марганцовистые стали			
40Mn4	70—85	45	32
30Mn5	70—85	45	32
37MnSi5	80—95	55	36
42MnV7	90—105	70	40
Хромистые стали			
34Cr4	80—95	55	36
41Cr4	80—95	55	36
Хромомолибденовые стали			
25CrMo4	70—85	45	32
34CrMo4	80—95	55	36
42CrMo4	90—105	70	40
50CrMo4	100—120	80	45
Хромоникельмолибденовые стали			
36CrNiMo4	90—105	70	40
34CrNiMo4	100—120	80	45
30CrNiMo4	100—130	90	50

Сталь	Предел прочности при растяжении σ_B, *кГ/мм²*	Предел текучести σ_S, *кГ/мм²*	Предел выносливости при знакопеременной нагрузке $\sigma_W = 50\% \sigma_B$, *кГ/мм²*
Цементированные стали по DIN 17210 (∅ около 30 *мм*)			
Нелегированные цементированные стали:			
C10, Ck10	42—52	25	19
C15, Ck15	50—65	30	23
Легированные цементированные стали:			
Хромистая сталь 15Cr3	60—85	40	27
Марганцовохромистые стали			
16MnCr5	80—110	60	36
20MnCr5	100—130	70	45
Хромоникелевые стали			
15CrNi6	90—120	65	40
18CrNi8	120—145	80	54

Таблица 2-7. **Важнейшие сорта сталей для поковок, применяемых в электрических машинах**

Марка стали	Предел прочности при растяжении, *кГ/мм²*	Предел текучести, *кГ/мм²*	Относительное удлинение при разрыве δ_5, %	Ударная вязкость, *кГм/см²*
а) Роторы турбогенераторов и полюсы синхронных машин				
35NiCr	52—60	30	⩾19	⩾6
45NiCr	60—70	35	⩾17	⩾6
35NiCrMo3	60—70	40	⩾22	⩾12
	⩾65	45	⩾19	⩾10
40NiCrMo3	⩾70	50	⩾17	⩾10
40NiCrMo4	⩾85	60	⩾14	⩾10
	⩾90	70	⩾12	⩾8
Минимальная магнитная индукция [1]: $B_{25} = 14\,000$ *гс*; $B_{100} = 17\,000$ *гс*				
б) Листы (плиты) и кольца				
33	33—50	—	18	—
34	34—42	20—21	25—27	—
37	37—45	22—24	23—25	—
42	42—50	24—26	20—22	—

[1] Никель (приблизительно до 4,5%) и кобальт повышают индукцию.

Таблица 2-8. **Листовая сталь, применяемая в электромашиностроении**

Характеристика	Нормаль DIN 17100	Нормаль DIN 17200	Нормаль DIN 17200	Нормаль DIN 17155
	Катаная листовая сталь [1]			
	St 37-2	C35	C60	Котельная сталь HII
Предел прочности при растяжении, *кГ/мм²*	37—45	60—72	75—90	41—50
Предел текучести (минимальный), *кГ/мм²*	22	37	49	22
Относительное удлинение при разрыве, %	25—23	18	14	26—22
Ударная вязкость образца с надрезом [2], *кГм/см²*	(8)	(5)	(5)	(7)
Твердость по Бринеллю H_B, *кГ/мм²*	118	172	243	150
Удельное электрическое сопротивление, *ом·мм²/м*	0,11	0,20	0,25	0,20
Температурный коэффициент электрического сопротивления, 1/*град*	0,0045	0,003	0,003	0,0045
Коэффициент теплового линейного расширения, 1/*град*	При 20° С: $11 \cdot 10^{-6}$			
Удельная теплоемкость, *ккал/(кг·град)*	При 20° С: 0,112			
квт·сек/(кг·град)	При 20° С: 0,47			
Теплопроводность, *ккал/(м·ч·град)*	При 20° С: 35—40			
вт/(см·град)	При 20° С: 0,41—0,46			
Углерод C, %	≤0,25	0,35	0,60	0,20
Кремний Si, %	—	0,30	0,30	0,35
Марганец Mn, %	—	0,60	0,60	0,5
Фосфор P, %	0,075	0,045	0,04	0,05
Сера S, %	0,063	0,045	0,04	0,05
Свариваемость	Хорошая	Затруднительная	Плохая	Очень хорошая

[1] При испытании на перегиб стали должны перегибаться на 180° без трещин на стороне растяжения.

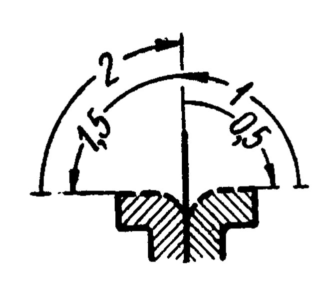
[2] В правилах DIN на выдачу заказа не содержится.

Таблица 2-9. Электротехническая сталь, применяемая в электромашиностроении

Характеристика	Нормальная				Низколегированная	Среднелегированная	Высоколегированная	
Толщина, *мм*[1]	0,5; 0,75; 1,0; 1,5				0,5	0,5	0,5	0,35
Удельный вес, *кГ/дм*³	7,85				7,8	7,7	7,55	7,55
Минимальное число гибов[2]	10	—	—	—	10	10	6	7
Максимальные коэффициенты потерь, *вт/кг*[3]:								
V_{10}	3,6	—	8	—	3,0	2,3	1,35	1,01
V_{15}	8,6	—	19	—	7,4	5,6	3,3	2,54
Старение (увеличение потерь), %[4]	9				7,5	6,5	6	5
Минимальная магнитная индукция, *гс*[5]:								
B_{25}	15 300				15 000	14 700	14 300	14 500
B_{50}	16 300				16 000	15 700	15 500	16 700
B_{100}	17 300				17 100	16 900	16 500	16 700
B_{300}	19 800				19 500	19 300	18 500	19 000

[1] Допустимое отклонение ±10%.

[2] Для оценки вязкости служит испытание на перегиб. При этом испытании полосовой образец, вырезанный в направлении прокатки, шириной 30 *мм* при 20 °С перегибается на 180° туда и сюда в зажимных губках с радиусом закругления 5 *мм*. Полуперегибом считается гиб на 90° в каждом из направлений. Последовательность перегибов показана на рисунке стрелками, причем приведенные цифры указывают число гибов. Указанное в таблице число гибов является минимальным до наступления излома.



[3] Измерение потерь производится при 20 °С с помощью аппарата Эпштейна при 50 *гц* с практически синусоидальной кривой напряжения по простому ваттметрическому или дифференциальному методу. Потери должны указываться в *вт/кГ* при индукции 10 000 и 15 000 *гс* (т. е. V_{10} и V_{15} соответственно).

[4] Старение осуществляется путем нагревания листов в течение 600 *ч* при температуре 100 °С.

[5] Магнитная индукция определяется с помощью аппарата Эпштейна по методу Гумлиха — Роговского или по дифференциальному методу фирмы «Сименс — Гальске». Для оценки намагничиваемости служит указание индукции:

при 25 50 100 300 *а/см*

B_{25} B_{50} B_{100} B_{300}

Таблица 2-10. **Материалы для постоянных магнитов**

(диаграмма: ③, ④, ⑤, ⑦, ②)	Магнитные свойства					Физические свойства		
	Магнитная индукция B_r	Коэрцитивная сила H_c	$(BH)_{max}$	B при $(BH)_{max}$	H при $(BH)_{max}$	Удельный вес, $кГ/дм^3$	Способ изготовления	Обрабатываемость
	1	2	3	4	5			
	гс	*э*	*Мгс — э*	*гс*	*э*			
Alcomax IV	11200	750	4,3	8000	537	7,35	Отливка (твердая и подвержена трещинообразованию)	Только шлифовка
Alcomax III	12500	670	5,0	9680	516	7,35		Как правило, может только шлифоваться, но можно и сверлить (с большими трудностями)
Alcomax II	12400	575	4,5	9900	455	7,35		
Alnico (высокая магнитная проницаемость)	8000	500	1,7	5200	327	7,3	Отливка (твердая и подвержена трещинообразованию)	Как правило, может только шлифоваться, но можно и сверлить (с трудностями)
Alnico (нормальный)	7250	560	1,7	4700	362	7,3		
Alnico (высокая коэрцитивная сила)	6500	620	1,7	4250	400	7,3		
Alni (высокая магнитная проницаемость)	6200	480	1,25	4030	310	6,9		
Alni (нормальный)	5600	580	1,25	3480	359	6,9		
Alni (высокая коэрцитивная сила)	5000	680	1,25	3040	411	6,9		Только шлифовка

	Магнитные свойства					Физические свойства		
	Магнитная индукция B_r	Коэрцитивная сила H_c	$(BH)_{max}$	B при $(BH)_{max}$	H при $(BH)_{max}$	Удельный вес, $кГ/дм^3$	Способ изготовления	Обрабатываемость
	1	2	3	4	5			
	гс	э	Мгс—э	гс	э			
35%-ная кобальтовая сталь	9000	250	0,95	5930	160	8,2		Нарезка резьбы затруднительна
15%-ная кобальтовая сталь	8200	180	0,62	5250	118	7,9	Катаная или литая	Пригодна для любой обработки, если отожжена
9%-ная кобальтовая сталь	7800	160	0,50	5000	100	7,8		
6%-ная кобальтовая сталь	7500	145	0,44	4680	94	7,75		
3%-ная кобальтовая сталь	7200	130	0,35	4220	83	7,7		
2% Co, 4% Cr — сталь	9800	80	0,32	6275	51	7,85	Катаная или литая	
6%-ная сталь Тунгстена	10500	65	0,30	6980	43	8,2	Тянутая	Пригодна для любой обработки, если отожжена
Хромистая сталь	9800	70	0,285	6200	46	7,85	Тянутая или литая	

Таблица 2-11. **Электролитическая медь**

Удельный вес (при 20° С)	γ	*кГ/см³*	$8{,}89 \cdot 10^{-3}$
Плотность (при 20° С)	$\rho = \gamma/g$	*кг/см³* *кГ·сек²/см⁴*	$8{,}89 \cdot 10^{-3}$ $9{,}06 \cdot 10^{-6}$
Удельное электрическое сопротивление (при 20° С)	ρ_e	*ом·мм²/м*	0,0172
Электропроводность (при 20° С) . .	$\varkappa = 1/\rho_e$	*м/(ом·мм²)*	58,1
Температурный коэффициент электрического сопротивления	α	*1/град*	$3{,}93 \cdot 10^{-3} =$ $= 1/254{,}5$
Удельная теплоемкость	c	*квт·сек/(кг·град)* *ккал/(кг·град)*	0,385 0,092
Теплопроводность	λ	*вт/(см·град)*	3,935
Коэффициент температуропроводности	$a = \frac{\lambda}{c\rho}$	*см²/сек*	1,15
Коэффициент теплового линейного расширения	α_l	*1/град* *мм/м* на 100° С	$16{,}5 \cdot 10^{-6}$ 1,65
Модуль упругости	E	*кГ/см²*	$1{,}25 \cdot 10^{6}$
Предел прочности при растяжении:	σ_B		
мягкой меди		*кГ/мм²*	23
твердой меди		*кГ/мм²*	40
Твердость по Виккерсу:	H_{V20}		
мягкой меди		*кГ/мм²*	35
твердой »		*кГ/мм²*	100
Твердость по Бринеллю	H_B	*кГ/мм²*	75—85 (коллектор)

Таблица 2-12. **Латунное литье, бронза, катаная и тянутая латунь**

Материал		Характеристики прочности			Удельный вес γ, $кГ/дм^3$	Химический состав							Применение
		σ_S, $кГ/мм^2$	σ_B, $кГ/мм^2$	δ_5, %		Cu	Pb	Zn	Mg	Sn	Ti	Al, Si, Mn, Fe, Sn	
Латунное литье	GMs4	8	20	20	8,6	64	До 3	Остаток	—	—	—	—	Зажимы, кабельные наконечники, уплотняющие кольца
	G-SoMs57	30	70	20	8,6	57	—	Остаток	—	—	—	7,5	Крепления полюсных катушек
	SoMs59F50	26	50—65	18	8,5	—	—	—	—	—	—	Около 13	
Латунь катаная и тянутая	Ms63 Ms80,95	—	30—70	8—45	8,5	62—65	—	Остаток	—	—	—	—	Траверсы добавочных полюсов, трубы и щеточные болты, уплотняющие кольца, зажимы, подкладки под клинья, кольца для крепления обмоток, крепления труб, короткозамыкающие стержни
	Ms58bK	—	37—62	10—25	8,5	57—59	1—3	40	—	—	—	—	Втулки, щеточный бракет уплотнения, стержни и кольца пусковых обмоток

Бронза	GSnBz10	15	28	28	8,6	90	—	—	—	10	—	—	Кабельные наконечники, контактные и присоединительные детали
	StBh (стальная бронза)	20—35	50—60	15—25	8,2	—	—	—	—	—	—	—	Крепления, фланцы зажимов
	Rg5 (DIN1705)	10	24	18	8,5	85	3	7	5	—	—	—	Лабиринтные уплотнения, скользящие шарниры, щеткодержатели
	CCm (Электробронза)	28—35	38—45	18—26	8,9	—	—	—	—	—	—	—	Болты подводов к контактным кольцам и шины
	E Bz extra	44—55	75—90	12—20	7,6	—	—	—	—	—	—	—	Роторные клинья, бандажные кольца для роторных обмоток
	XA (спецсплав)	29—36	51—62	8—14	8,2	—	—	—	—	—	—	—	Нажимные пластины
	NBI (Ni-бронза)	60—85	80—100	8—15	8,5	—	—	—	—	—	—	—	Роторные клинья
	SnBz2 *	25	40	16	8,9	98	—	—	—	2	—	—	Контактные кольца, стержни и кольца пусковых обмоток
	SnBz10	10	16	10	9,2	Остаток	10	—	10	—	—	—	Уплотняющие кольца для генераторов с водородным охлаждением

* Электропроводность 18 *м/(ом·мм²)*, для SnBz6 электропроводность 9 *м/(ом·мм²)*.

Материал		Характеристики прочности			Удельный вес γ, $кГ/дм^3$	Химиче			
		σ_S, $кГ/мм^2$	σ_B, $кГ/мм^2$	δ_5, %		Cu	Pb	Zn	Mg
Алюминиевое литье	GAlCu4	18—22	27—35	4—9	2,75	4—5	—	—	—
	Tita (Alufant)	16	23	4	—	—	—	—	—
	GAlSi5Mg	10—13	14—18	1—3	2,7	—	—	—	0,5—0,8
	GAl Si12g	9—10	18—22	6—10	2,65	11—13,5	—	—	—
	GD-AlSi6Cu3	14—18	20—28	1—3	2,8	2—4	0,3	0,7	0,5
	GAl99,5	2,5	7	25	2,7	—	—	—	—
Алюминий катаный или тянутый	AlMg3Si	8—18	18—26	4—17	2,75	0,5—0,8	—	—	2,3—3,5
	AlBz4	—	35—63	8—30	8,4	95	—	—	—
	AlSiMg (улучшенный)	16—25	26—30	14—8	2,65	—	—	—	0,6 1,4
	Al 99,5w	2	7	40	2,7	—	—	—	—

кие сплавы

ский состав

Sn	Ti	Al	Al, Si, Mn, Fe, Sn	Cr	Mn	Si	Ni	Применение
—	0,1—0,3	Остаток	—	—	—	—	—	Вентиляторы и их держатели
—	—	—	—	—	—	—	—	Распорки, крепления полюсов
—	0—0,2	Остаток	—	—	0—0,5	4,5—6	—	Зажимы, опорные кронштейны статорных обмоток
0—0,5	—	Остаток	—	—	—	—	—	Крышки лазов, кабельные концевые муфты, крышки клеммных коробок, вентиляторы, защитные кожухи, воздухопроводы, опорные кольца, концевые воронки, обшивки, масляные баки
				Отливается очень хорошо				
0,1	0,2	Остаток	—	—	0,2—0,6	5—8	0,5	Корпусы, подшипниковые щиты, вентиляторы
—	—	99,5	0,9	—	—	—	0,5	Кожухи вентиляторов, короткозамкнутые роторы
0,3—0 8	—	Остаток	—	0—0,3	—	—	—	Статорные клинья, сеточные сегменты для воздушных фильтров роторов, демпферные стержни
—	—	5	—	—	—	—	—	
—	—	Остаток	0—0,3	—	0,6—1,6	0,6—1,6	—	Лопасти вентиляторов
—	—	99,4	—	—	—	—	—	Стержни обмоток короткозамкнутых роторов

Таблица 2-14. **Свинцовые и свинцовооловянистые припои**

Наименование	Обозначение	Химический состав, %			Температура пайки минимальная, °С	Удельный вес, *кГ/дм*³	Примеры применения
		Sn	Sb	Pb			
Свинцовый припой 98,5	LPb 98,5	—	—	98,5	320	11,2	Годен только для пайки пламенем
Оловянный припой 8	LSn 8	8	0,5	Остаток	305	10,8	
Оловянный припой 25	LSn 25	25	1,70	»	257	9,8	
Оловянный припой 30	LSn 30	30	2,00	»	249	9,6	Пайки с замазочным припоем
Оловянный припой 33	LSn 33	33	2,20	»	242	9,5	Пайки с пастообразным припоем
Оловянный припой 35	LSn 35	35	2,30	»	237	9,5	
Оловянный припой 40	LSn 40	40	2,70	»	223	9,3	
Оловянный припой 50	LSn 50	50	3,30	»	200	8,8	
Оловянный припой 60	LSn 60	60	3,20	»	185	8,5	Лужение проволоки для электротехнических целей
Оловянный припой 90	LSn 90	90	1,30	»	219	7,5	

Таблица 2-15. **Сплавы для твердой пайки тяжелых металлов**

Наименование	Обозначение	Химический состав приблизительный, %	Температура пайки минимальная, °С	Удельный вес, *кГ/дм*³
Латунный припой 85	LMs 85	Cu 84—86 Zn миним. 13 Si 0,2—0,4	1020	8,7
Латунный припой 63	LMs 63	Cu 62—64 Zn миним. 35 Si 0,2—0,4	910	8,4
Латунный припой 60	LMs 60	Cu 59—61 Zn миним. 38 Si 0,2—0,4	900	8,4
Латунный припой 54	LMs 54	Cu 53—55 Zn миним. 44 Si 0,2—0,4	890	8,3
Латунный припой 48	LMs 48	Cu 47—49 Zn миним. 50	870	8,2
Латунный припой 42	LMs 42	Cu 41—43 Zn миним. 56	845	8,1

Таблица 2-16. Твердые серебряные припои

Наименование	Обозначение	Химический состав, %	Температура пайки минимальная, °С
Серебряный припой 8	LAg 8	Ag 7—9 Cu — до 55 Zn — остаток	860
Серебряный припой 12	LAg 12	Ag 11—13 Cu — до 52 Zn — остаток	830
Серебряный припой 15	LAg 15	Ag 14—16 Cd 8—12 Cu — до 49 Zn — остаток	770
Серебряный припой 20	LAg 20	Ag 19—21 Cd 13—17 Cu — до 43 Zn — остаток	750
Серебряный припой 25	LAg 25	Ag 24—26 Cu — до 43 Zn — остаток	
Серебряный припой 27	LAg 27	Ag 26—28 Cu — до 40 Ni — до 6 Mn — до 10 Zn — остаток	840
Серебряный припой 38	LAg 38	Ag 37—39 Cu до 42 Sn — до 4 Zn — остаток	800
Серебряный припой 44	LAg 44	Ag 43—45 Cu — до 32 Zn — остаток	730
Серебряный припой 50	LAg 50	Ag 49—51 Cd 3—7 Cu — до 32 Zn — остаток	700

Таблица 2-17. **Проволока для бандажей**

Материал	Диаметр проволоки, *мм*	Предел прочности при растяжении/предел текучести σ_B/σ_S, *кГ/мм²*	Допустимое напряжение при намотке σ_w доп, *кГ/мм²*	Допустимое натяжение при намотке (одной проволоки) $T_{доп}$, *кГ*	Назначение и наружный диаметр якоря, *мм*	
					Быстроходные машины	Тихоходные машины
Стальная горячелуженая проволока	1 1,5 2	180/155	90	70 160 280	<180 180—500 >500	<500 500—1000 >1000
Стальная горячелуженая немагнитная проволока	1,5	140/120	70	120 220	⩾150 ⩾250	
Бронзовая проволока	1,5 2	75/67	26	45 80	⩾150 ⩾250	

Луженая жесть. Толщина 0,2 *мм*, ширина 20 *мм* для связного замка.
Толщина 0,4 *мм*, ширина 20 *мм* » концевого замка.
Бронзовая жесть. Толщина 0,2 *мм*, ширина 20 *мм* для связного замка.
Толщина 0,4 *мм*, ширина 20 *мм* для концевого замка (применять только в сочетании с бронзовой проволокой).

Таблица 2-18. **Армированные стекловолокном бандажи из синтетических смол**

Нагревостойкие до 150° С бандажи и ленты, рекомендованные для изоляции класса F		Кратковременный предел прочности при растяжении σ_B, *кГ/мм²* 20° С	Кратковременный предел прочности при растяжении σ_B, *кГ/мм²* 150° С	Относительное удлинение при разрыве δ_B, % 20° С	Модуль упругости[2] (для $\sigma >$ >60 *кГ/мм²*) *E*, *кГ/мм²* 20° С
Полиэфирная или акриловая смола + (72—75) вес. % стекла Марка: Poly-Glas (P) Res-i-Glas (R)	Отдельная лента[1]	110 (P) 130 (R)	100 —	1,67 (P) 2—3 (R)	—
	Отвержденный бандаж	89—98	71—78	2,8—3	3200—3900
Эпоксидная смола +(62—65) вес. % стекла Марка: Scotch 1002U	Отдельная лента[1]	84—85	—	2	—
	Отвержденный бандаж	84	50	2—2,6	3400

Поставляемая ширина:

25 (1″) 19 (3,4″) 12,5 (1/2″) 9,5 *мм* (3/8″)

Удельный вес: $\gamma = 1,8$ *кГ/дм³*.

Коэффициент теплового линейного расширения в продольном направлении стекловолокон $\alpha_l = (6 \div 8) \cdot 10^{-6}$ на 1° С.

[1] Данные фирмы-изготовителя.
[2] Для $\sigma < 60$ *кГ/мм²* *E* увеличивается, а при более высоких температурах — уменьшается

Таблица 2-19. **Физические свойства газов**

Наименование	Химическая формула	Давление p, $кГ/см^2$	Температура ϑ, °C	Удельный вес γ, $кГ/дм^3$	Плотность $\rho = \gamma/g$, $кГ/дм^3$	Удельный вес, отнесенный к воздуху, $\bar{\gamma} = \gamma/\gamma_L$	Кинематическая вязкость ν, $м^2/сек$	Кинематическая вязкость ν, $ст$	Коэффициент теплопроводности λ, $вт$ $(м \cdot град)$	Диэлектрическая прочность, $кв/см$
Воздух	—	1	0	$1,251 \cdot 10^{-3}$		1	$13,7 \cdot 10^{-6}$	0,137	0,0232	32
	—	1	50	$1,0576 \cdot 10^{-3}$		1	$18,4 \cdot 10^{-6}$	0,184	0,0266	
Водород	H_2	1	0	$0,0870 \cdot 10^{-3}$		0,0695	$98,0 \cdot 10^{-6}$	0,980	0,169	19
		1	50	$0,0735 \cdot 10^{-3}$		0,0695	$126 \cdot 10^{-6}$	1,26	0,183	
$96\% H_2 + 4\%$ воздуха	—	1	0	$0,1335 \cdot 10^{-3}$		0,1067	$73,4 \cdot 10^{-6}$	0,734	0,156	
	—	1	50	$0,1129 \cdot 10^{-3}$		0,1067	$94,8 \cdot 10^{-6}$	0,948	0,169	
	—	2	0	$0,2670 \cdot 10^{-3}$		0,2134	$36,7 \cdot 10^{-6}$	0,367	0,156	
	—	2	50	$0,2258 \cdot 10^{-3}$		0,2134	$47,4 \cdot 10^{-6}$	0,474	0,169	
Гелий	He	1	0	$0,173 \cdot 10^{-3}$		0,138	$107 \cdot 10^{-6}$	1,07	0,142	10
Углекислый газ	CO_2	1	0	$1,912 \cdot 10^{-3}$		1,530	$7,2 \cdot 10^{-6}$	0,072	0,0143	29
Азот	N_2	1	0	$1,210 \cdot 10^{-3}$		0,967	$13,6 \cdot 10^{-6}$	0,136	0,0232	33
Кислород	O_2	1	0	$1,380 \cdot 10^{-3}$		1,103	$14,0 \cdot 10^{-6}$	0,140	0,0232	29
Шестифтористая сера	SF_6	1	0	$6,40 \cdot 10^{-3}$		5,106	—	—	—	~80
Дифтордихлорметан	CF_2Cl_2	1	0	$5,32 \cdot 10^{-3}$		4,262	—	—	0,0084	68

Таблица 2-20. **Физические свойства жидких охлаждающих сред**

Наименование	Температура ϑ, °C	Удельный вес γ, *кГ/дм³*	Плотность $\rho = \gamma/g$, *кГ/дм³*	Динамическая вязкость η, *кГ·сек/м²*	Кинематическая вязкость ν, *м²/сек*	Коэффициент теплопроводности λ, *вт/(м·град)*	Удельная теплоемкость c, *вт·сек(кг·град)*	Удельное электрическое сопротивление ρ_e, *ом·см*	Точка воспламенения, °C
Вода	20	0,998		$102\cdot10^{-6}$	$1,01\cdot10^{-6}$	0,598	4181		—
	40	0,992		$66,5\cdot10^{-6}$	$0,658\cdot10^{-6}$	0,627	4177		
	60	0,983		$47,9\cdot10^{-6}$	$0,474\cdot10^{-6}$	0,652	4193		
Легкое веретенное масло	20	0,87		$420\cdot10^{-6}$	$4,75\cdot10^{-6}$	—	1825	10^{10} — 10^{16}	120
	50	0,85		$228\cdot10^{-6}$	$2,63\cdot10^{-6}$		1940		
Нормальное веретенное масло	20	0,87		$133\cdot10^{-6}$	$15,0\cdot10^{-6}$	0,144	1850		130
	40	0,86		$692\cdot10^{-6}$	$7,9\cdot10^{-6}$	0,143	1930		
	60	0,85		$425\cdot10^{-6}$	$4,9\cdot10^{-6}$	0,142	2020		
Трансформаторное масло	20	0,87		$3240\cdot10^{-6}$	$36,5\cdot10^{-6}$	0,124	1890		140
	40	0,85		$1450\cdot10^{-6}$	$16,7\cdot10^{-6}$	0,123	1990		
	60	0,84		$745\cdot10^{-6}$	$8,7\cdot10^{-6}$	0,122	2090		

* Для непосредственного охлаждения проводников рекомендуется: $2\cdot10^5 < \rho_e < 5\cdot10^5$ *ом·см*. См. AIEE Conf. Paper 58—278 Browig, Holley and Quinlan.

Таблица 2-21. **Твердые изоляционные материалы**

Наименование	Удельный вес, $кГ/дм^3$, или плотность, $кг/дм^3$	Механическая прочность: предел прочности при растяжении и изгибе, $кГ/мм^2$	Механическая прочность: предел прочности при сжатии, $кГ/мм^2$	Электрическая прочность. Пробой при 50 *гц*, одноминутное значение[1], *кв/см*: при 20° С	Электрическая прочность. Пробой при 50 *гц*, одноминутное значение[1], *кв/см*: при 90° С	Допустимая рабочая температура, °С	Применение
Бумаги, пленки:							
Крафтбумага	1,2—1,35	10—13	—	150—200	—	90	Изоляция проволоки, выкладка пазов
Чистотряпичная бумага . . .	1,2—1,35	8—11	—	150—200	—	90	
Асбестовая бумага	0,9—1,2	1—3	—	100—120	—	130—250	
Полиамидная бумага (Nomex)	0,7—1,0	9—11	—	150—300	150—300	200	
Полиэфирные пленки (Mylar, Hostaphan)	1,39	16	—	1500—2500	1000—2000	130	
Полиамидная пленка (Kapton)	1,42	18	—	1500—2500	1500—2500	>250	
Многослойные изоляционные материалы:							
Чистотряпичная бумага — полиэфирная пленка	1,1—1,3	10—15	—	250—400	—	120	Пазовая изоляция, междуфазная изоляция для малых и средних машин
Асбестовая бумага — полиэфирная пленка	1,0—1,3	5—10	—	150—250	150—250	130	
Полиамидная бумага — полиамидная пленка	1,1—1,3	12—16	—	300—400	300—400	200	

[1] Электрическая прочность повышается с толщиной не строго линейно.

Продолжение табл. 2-21

Наименование	Удельный вес, $кГ/дм^3$, или плотность, $кг/дм^3$	Механическая прочность: предел прочности при растяжении и изгибе, $кГ/мм^2$	Механическая прочность: предел прочности при сжатии $кГ/мм^2$	Электрическая прочность. Пробой при 50 *гц*, одноминутное значение [1], *кв/см*: при 20° С	Электрическая прочность: при 90° С	Допустимая рабочая температура, °С	Применение
Лакоткани:							
Масляный лак — хлопчатобумажная ткань	1,2	3—4	—	100—150	160—240	90—120	Изоляция проводников и обмоток, изоляция соединений на средних машинах
Полиуретан — стеклоткань	1,3—1,45	20—25	—	100—150	140—200	130	
Эпоксидный лак — стеклоткань	1,35—1,5	20—30	—	100—150	140—200	155	
Кремнийорганический лак — стеклоткань	1,4—1,5	20—25	—	100—150	200—300	180—200	
Слоистые пластики:							
Бумага — фенольная смола	1,3—1,4	12—15	45	200—250	100—150	105—120	Крепления, распорки, пазовые клинья
Хлопок — фенольная »	1,2—1,4	6—12	27—30	200—300	100—150	105—120	
Асбест — фенольная »	1,5—1,8	5—8	10	50—100	30—50	130—155	
Слоистая древесина — фенольная смола	1,3	10—14	10—16	—	—	90—105	
Стеклоэпоксидная смола . . .	1,6—1,8	20—30	45—55	100—200	100—150	120—155	
Стеклокремнийорганическая смола	1,6—1,8	20—25	18—20	100—150	100—150	180—200	
Миканиты:							
Коллекторный миканит . . .	2,3—2,6	—	—	200	—	130	В коллекторах
Гибкий миканит	2,0—2,3	—	—	180	—	130	Изоляция обмоток
Формующийся миканит . . .	2,1	—	—	150	—	130	Дистанционные элементы

[1] Электрическая прочность повышается с толщиной не строго линейно.

Наименование	Удельный вес, *кГ/дм³*, или плотность, *кг/дм³*,	Механическая прочность		Электрическая прочность. Пробой при 50 *гц*, одноминутное значение[1], *кв/см*		Допустимая рабочая температура, °C	Применение
		предел прочности при растяжении и изгибе, *кГ/мм²*	предел прочности при сжатии, *кГ/мм²*	при 20° C	при 90° C		
Микафолий:							
Шеллак — бумага	1,7—1,8	2—4	—	100—150	—	130	Опрессовка стержней
Асфальт — бумага	1,7—1,9	2—4	—	100—150	—	130	
Эпоксид — стеклоткань	1,75—2,05	5—7	—	100—150	—	130—155	
Силикон — стеклоткань . . .	1,8—2,1	5—7	—	100—150	—	180—200	
Микаленты:							
Микашелк	1,9—2,1	2—4	—	100—150	—	120	Изоляция проводников, стержней и головок стержней
Микаткань	1,8—2,0	4—5	—	100—150	—	120	
Микастеклоткань	2,0—2,3	6—10	—	100—150	—	120—200	
Микаруностеклоткань	1,75—2,05	5—7	—	150—200	—	120—200	
Керамика, литьевые смолы:							
Стеатит	2,1—2,2	2—3	30—60	150—250	150—250	1000—1700	Изолирующие несущие конструктивные детали
Фарфор	2,2—2,5	3—5	40—60	250—300	250—300	800	
Эпоксиднокварцевая мука . .	1,6—1,8	7—10	20—22	220—240	180—200	100	

[1] **Электрическая прочность повышается с толщиной не строго линейно.**

Таблица 2-22. **Свойства машинных масел**

Свойства	Машинное масло для электрических машин жидкое	Машинное масло вязкое
Удельный вес при 20 °C, *кГ/дм*³	<0,94	<0,95
Точка воспламенения[1], °C	>150	>175
Кинематическая вязкость, *ст*:		
при 20 °C	<1,90	<4,56
» 50 °C	0,166—0,254	0,45—0,53
» 80 °C	—	>0,118
Точка застывания, °C	<0	0
Кислотное число, %	<0,14	<0,14
Содержание асфальта, %	0	<0
» жирных масел, %	0	0
» золы, %	<0,02	<0,02

[1] Определена в открытом тигле по Маркурзону.

В. Прочие смазочные средства. В отдельных случаях необходимо смазывать трущиеся поверхности, например пазовые клинья роторов турбогенераторов, так, чтобы их не заедало. В настоящее время для этой цели часто применяют дисульфид молибдена (MoS_2) вместе с жировым материалом, и эта смесь отлично себя зарекомендовала.

2-8. Уплотнительные материалы

Тепло- и звукоизоляционные материалы для электрических машин применяются во многих местах, где не производится полной обработки присоединительных поверхностей, например в местах установки охладителей на корпусах или съемных крышках для обслуживания, присоединения воздуховодов и т. д., в качестве уплотнительных материалов. В первую очередь для этой цели могут применяться: пеньковые шнуры, комбинации асбеста и каучука, каучук различных сортов в зависимости от предъявляемых требований, в особенности в отношении температуры, и, наконец, главным образом для генераторов с водородным охлаждением и взрывозащищенных электродвигателей — термопластические шланги из различных сортов каучука и детали, вырезаемые из прессованных пластин.

Для теплоизоляции, которая используется в электромашиностроении крайне редко, можно применять стекло и различные сорта минеральной ваты. Аналогичные материалы могут служить и как звукопоглощающие.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ
КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Глава третья
СИНХРОННЫЕ МАШИНЫ

3-1. Синхронные генераторы и электродвигатели, сопрягаемые с гидравлическими турбинами и насосами

Снабжение электрической энергией в странах, располагающих достаточными запасами водной энергии, базируется в первую очередь на ее использовании. При высокой стоимости строительства гидростанций, но практически при отсутствии затрат на выработку электроэнергии использование силы воды часто оказывается более экономичным, чем применение силы пара.

Если в распоряжении имеется поток воды Q и полезная высота падения H, то при коэффициенте полезного действия η получаемая мощность составляет

$$P = Q\gamma H\eta. \tag{3-1а}$$

При удельном весе воды $\gamma = 10^3$ *кГ/м*^{3} получаются следующие формулы мощности:

$$P = 13{,}3QH\eta, \tag{3-1б}$$

где P — в *л. с.*; Q — в *м*^{3}*/сек*; H — в *м*;

$$P = 9{,}81QH\eta, \tag{3-1в}$$

где P — в *квт*; Q — в *м*^{3}*/сек*; H — в *м*.

В направляющем колесе гидравлической турбины или в водоподводящем устройстве турбины потенциальная энергия воды преобразуется в кинетическую энергию, затем в рабочем колесе турбины эта энергия преобразуется в механическую, которая превращается в генераторе в электрическую энергию и отдается в сеть.

Гидроэлектростанции подразделяются на гидростанции без регулирования (на бытовом стоке) и с регулированием (с водохранилищем). В гидростанциях на бытовом стоке имеющаяся энергия воды используется непосредственно в турбине, а при неработающих турбинах вода стекает неиспользованной. На гидростанциях с регулированием вода из расположенного выше водохранилища, сток которого полностью или частично перекрыт, направляется по тоннелям и трубопроводам

к гидросиловому агрегату, откуда сливается в нижний бьеф. В противоположность гидростанциям с бытовым стоком приточная вода здесь сразу не используется; в периоды малой нагрузки ее можно скапливать в аккумулирующем водохранилище, а в периоды повышенного расхода электроэнергии из водохранилища можно забирать больше воды, чем это дает нормальный приток. В зависимости от размеров аккумулирующего бассейна различают водохранилища годового, месячного, недельного или суточного регулирования.

Гидростанции с водохранилищем строятся часто в виде насосно-аккумулирующих электростанций,[1] на которых каждый машинный

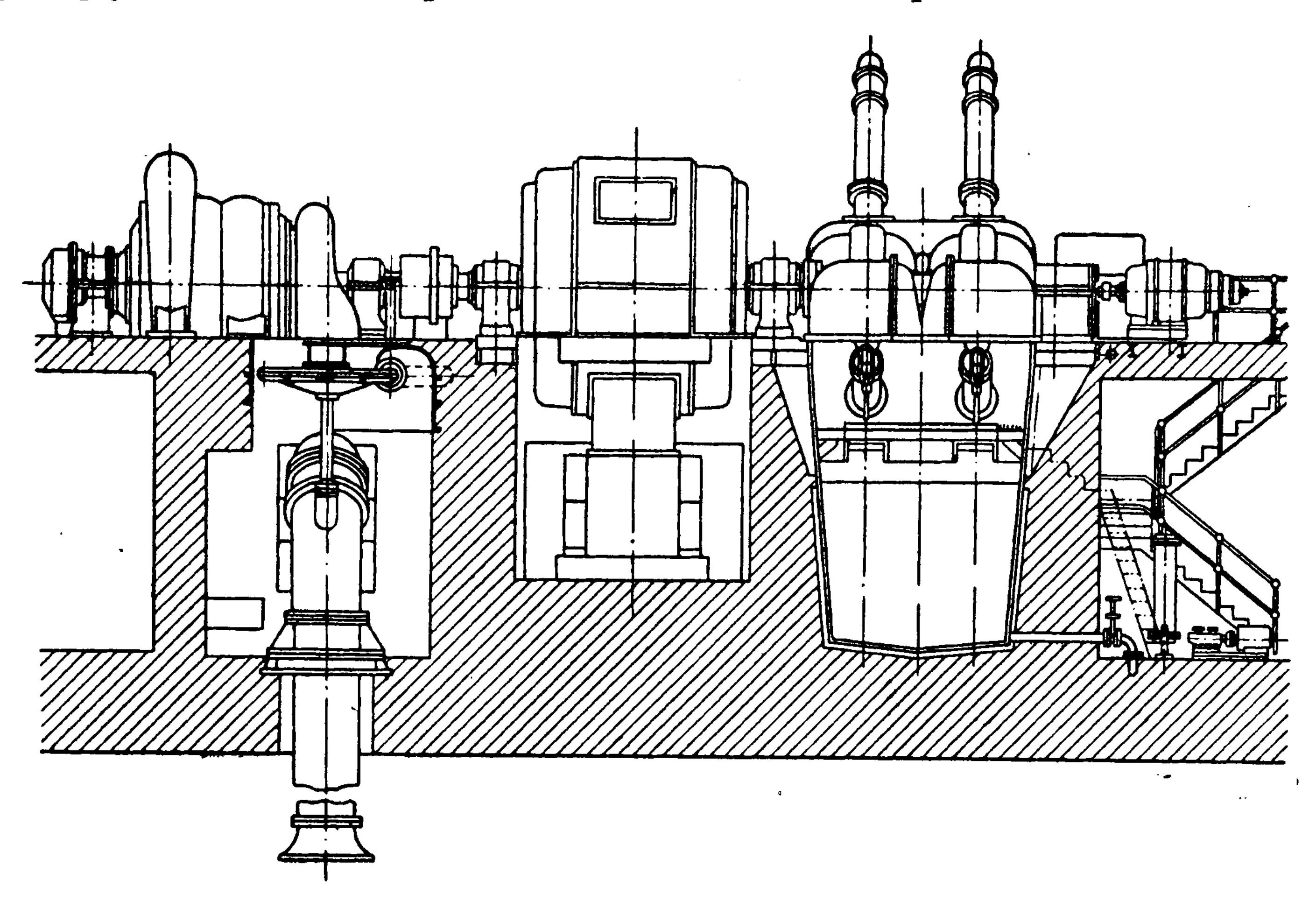


Рис. 3-1. Генератор 29 *Мв·а*, 750 *об/мин*, размещенный между двумя рабочими колесами турбины и насосом

агрегат состоит из гидравлической турбины с генератором и водяного насоса, спариваемого с агрегатом в большинстве случаев с помощью гидравлической муфты (рис. 3-1). В турбинном или генераторном режиме насос отсоединен, а в насосном режиме, наоборот, отсоединена турбина или же она опорожнена от воды. В насосном режиме электрическая машина работает как синхронный электродвигатель и приводит в действие соединенный с ней насос. Электрическая машина может также полностью или частично использоваться в качестве фазокомпенсатора.

В некоторых случаях насос и турбина выполняются в виде единой гидравлической машины, которая в зависимости от направления вращения работает либо как турбина, либо как насос. В этом случае синхронная машина, в особенности ее подшипниковые опоры и вентиляция, также должна выполняться на два направления вращения, например должна предусматриваться принудительная вентиляция с отдельным приводом.

---

[1] Happold H. K., Hartmann O. J., Wiedemann E. The present state of pumped storage in Europa. Power Apparatus and Systems, AIEE 1963, pp. 62—259.

Генераторы, приводимые в действие турбинами, должны иметь, ввиду предъявляемых к регулированию турбины требований, маховой момент определенной величины. Этот маховой момент, как правило, больше естественного махового момента, так что его величина также оказывает влияние на выбор размеров и параметров генератора. Лишь в исключительных случаях генератор рассчитывается независимо от требуемого махового момента, и тогда предусматривается отдельное маховое колесо, как это показано на рис. 3-2. Вентиляция генератора аксиальная.

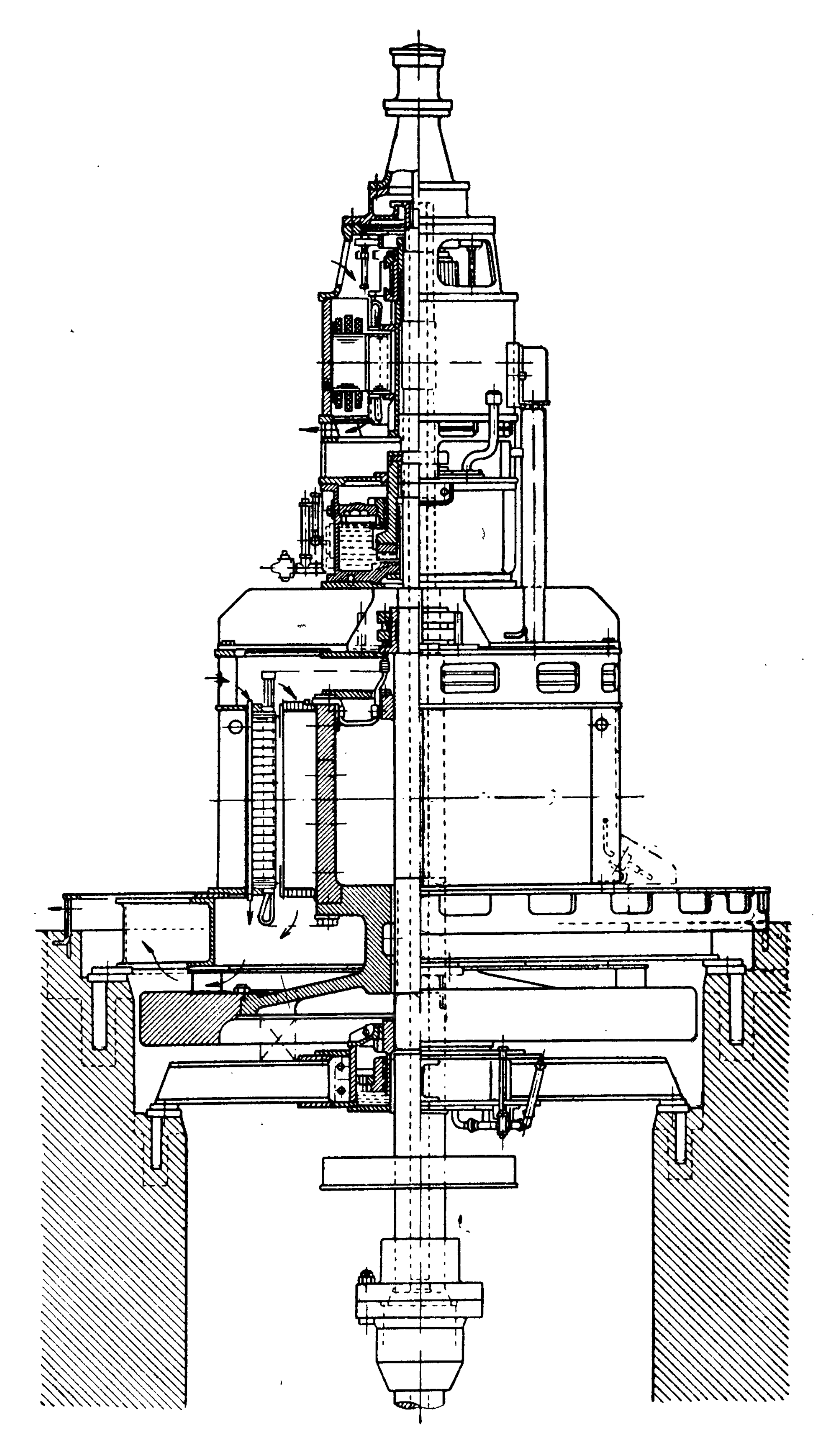


Рис. 3-2. Трехфазный синхронный генератор 260 *кв·а*, 520 *в*, 300/700 *об/мин*, 50 *гц*, с отдельным маховым колесом

Генераторы с приводом от гидравлической турбины должны конструироваться из расчета на так называемую угонную скорость вращения, т. е. на такую скорость, которая может быть достигнута в наиболее неблагоприятном случае, когда турбина идет вразнос, если не срабатывают регулирующие и запорные органы. Величина этой скорости не менее 180% номинальной скорости вращения. Центробежные силы возрастают пропорционально квадрату скорости вращения; это означает, что конструкция генератора должна выполняться из расчета по крайней мере на 3,24-кратную нагрузку, имеющую место при номинальной скорости вращения, а иногда и до 10-кратной номинальной механической нагрузки. Способность генератора выдержать угонную скорость вращения подтверждается испытанием на разнос (см. стр. 19) или соответствующими расчетами. Требование того, что при угонной скорости вращения механические напряжения не должны превышать, например, 70% предела текучести

примененного материала, несомненно, преувеличено, однако заставляет конструктора отдавать себе отчет о максимальных величинах напряжений, возникающих при угонной скорости, и их допустимости.

Для привода гидрогенераторов применяются турбины следующих типов.

А. Привод посредством турбин Пельтона с горизонтальным валом. При средних и больших высотах падения (более 500—600 *м*) применяются свободноструйные (активные) турбины Пельтона.

Эти турбины могут иметь одно или несколько сопел, результирующее направление сил которых, действующих на подшипники при горизонтальном расположении вала, в большинстве случаев не совпадает с вертикальным направлением веса ротора (рис. 3-3), так что подшипники и вал должны рассчитываться с учетом результирующей реакции на опоры, обусловливаемой весом и давлением струи. Реакция на опоры, вызываемая только давлением струй, часто имеет величину порядка половины веса ротора. Если генераторы используются в режиме фазокомпенсатора, причем давление струи отпадает, то при выполнении вкладышей подшипников необходимо учитывать условия расположения входа масла относительно направления результирующей нагрузки на подшипник.

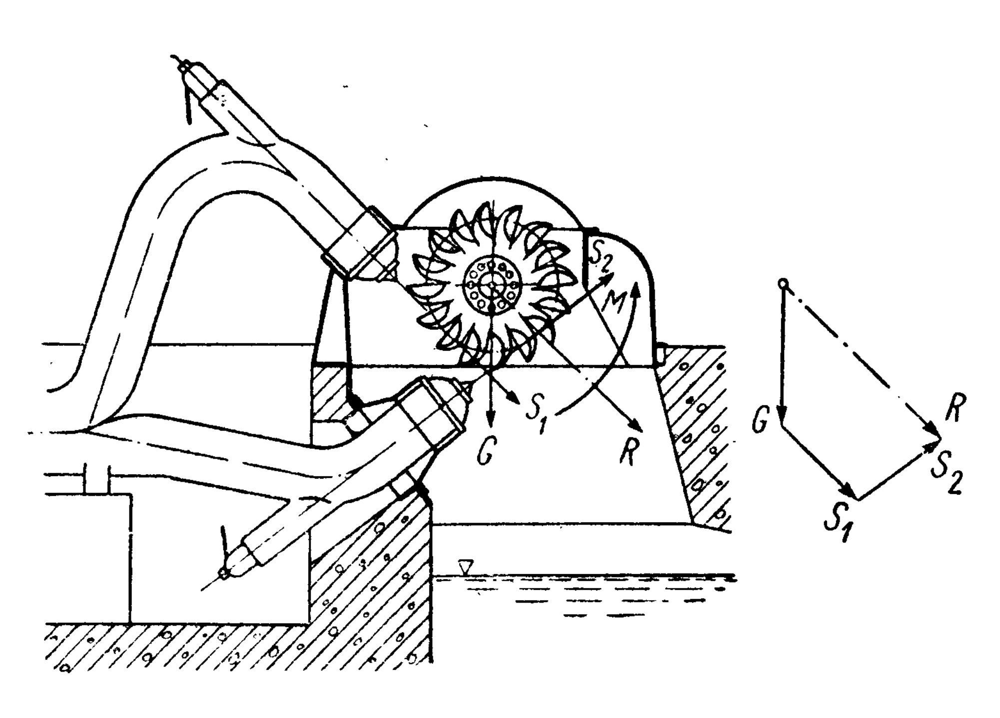


Рис. 3-3. Силы, действующие на рабочее колесо турбины Пельтона с двусторонним подводом воды

S_1, S_2 — давление струй; R — результирующая сила на рабочем колесе; M — результирующий вращающий момент

Механических тормозов в данном случае не требуется, так как свободноструйные турбины, как правило, имеют тормозное сопло, т. е. струю, действующую на лопатки в обратном направлении. В противоположность этому при вертикальном расположении вала необходимы опорные и приподнимающие приспособления, так же как для турбин других типов. Часто генератор соединяется с двумя колесами Пельтона половинной мощности. В этом случае генератор может располагаться между двумя турбинами или с одной стороны от обеих турбин. При расположении генератора в середине или в агрегатах с одним колесом Пельтона рабочие колеса навешиваются на вал генератора без опор на его концах. В случае двух рабочих колес турбин, расположенных с обеих сторон, необходимо учитывать, что в периоды работы только одного колеса Пельтона возникает дополнительный рычажный эффект. Реакция на подшипники при этом может быть равна 1,4—2-кратному весу ротора.

При расположении вала по рис. 3-4 один или оба подшипника должны выполняться в виде упорных подшипников, так как водяная струя турбины недостаточно фиксирует положение вала. При вертикальном расположении вала свободноструйная турбина имеет то пре-

имущество, что на подпятник не действует упор воды, т. е. создаваемая водой аксиальная сила. При горизонтальном расположении вала главный возбудитель часто размещается в пролете между подшипниками (рис. 3-5а, 3-5б). Подвозбудитель и балансирный генератор (пендель-генератор) в большинстве случаев объединяются в одну машинную группу и устанавливаются вне агрегата с эластичным сочленением с турбиной (рис. 3-4).

Свободноструйные турбины выполняются как с горизонтальным, так и с вертикальным расположением вала. Пример вертикального генератора с приводом от турбины Пельтона показан на рис. 3-6.

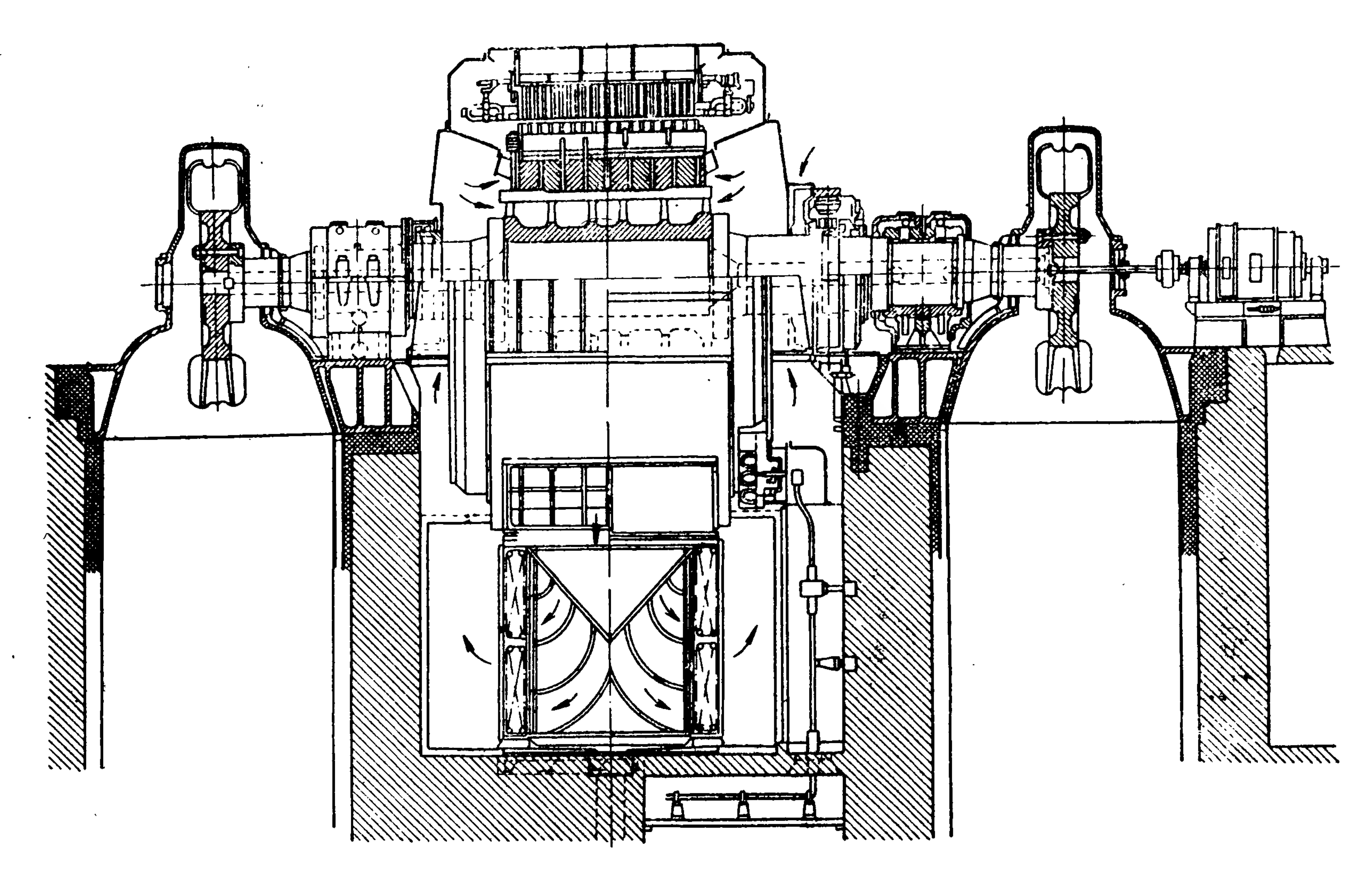


Рис. 3-4. Генератор 63 *Мв·а*, 428 *об/мин*, расположенный между двумя колесами турбин Пельтона

В свободноструйных турбинах вода воздействует только на часть окружности рабочего колеса, и, следовательно, на вал подается вращающий момент, который периодически меняется пропорционально произведению скорости вращения на число лопаток в пределах между максимальным и минимальным значениями этого произведения, т. е. с основной частотой, которая в большинстве случаев больше 50 *гц*.

Б. Привод посредством турбин Френсиса или пропеллерных турбин с горизонтальным или вертикальным валом. При средних высотах падения воды (приблизительно до 350 *м*, а за последнее время даже до 600 *м*) применяют турбины Френсиса или пропеллерные турбины. Эти турбины могут выполняться вертикальными или горизонтальными. На них вода действует по всей окружности колеса, и поэтому они обеспечивают практически постоянные во времени приводные моменты.

При вертикальном расположении вала гидрогенератора должны предусматриваться механические тормоза для того, чтобы, с одной стороны, неизбежная протечка воды через турбину не могла препятствовать остановке генератора, а с другой стороны, чтобы огра-

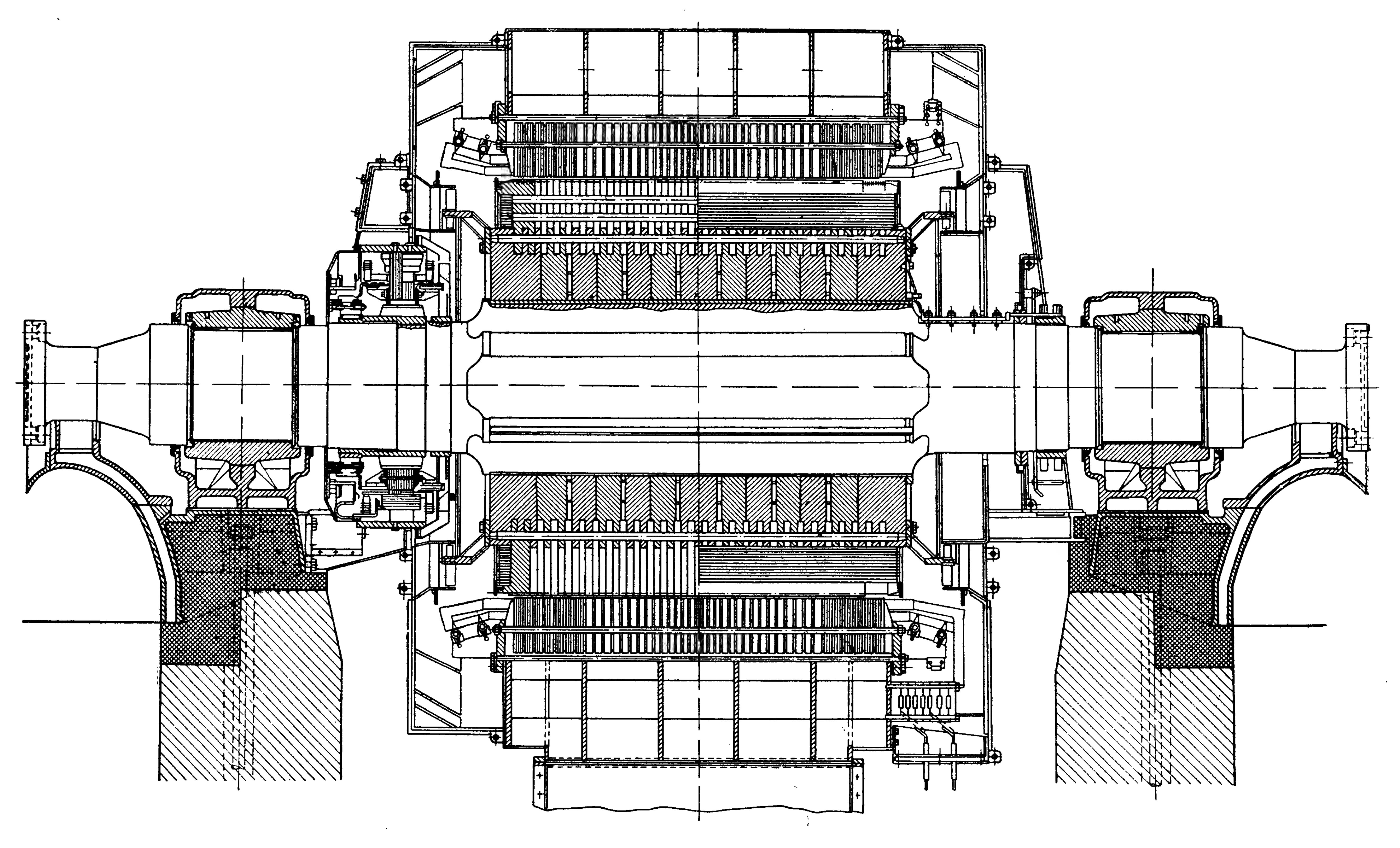


Рис. 3-5а. Продольное сечение синхронного генератора 70 *Мв·а*, 10 250 *в*, 3950 *а*, 500 *об/мин*

ничить длительность работы на очень низких оборотах, при которых в подпятнике уже не может обеспечиваться «жидкостное» трение. Эти тормоза, приводимые в действие давлением масла или сжатого воздуха, обычно рассчитываются на начало торможения с 30% номинальной скорости вращения и на 1% вращающего момента, создаваемого водой, протекающей через зазоры. Тормоза, как правило, комбинируются с гидравлическими приподнимающими и опорными устройствами для того, чтобы во время осмотра или ремонта подпятника не

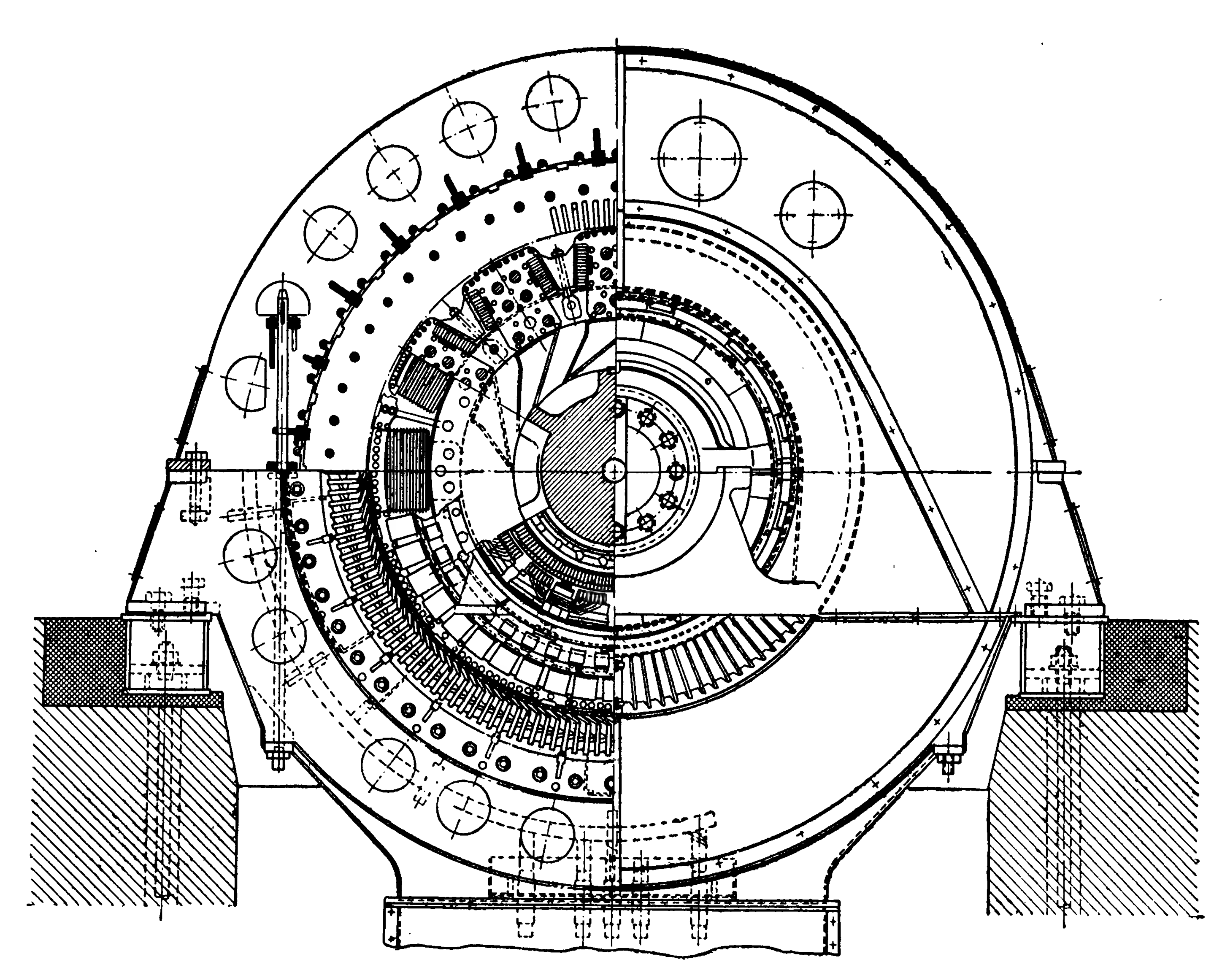


Рис. 3-56. Поперечное сечение синхронного генератора 70 *Мв·а*, 10 250 *в*, 3950 *а*, 500 *об/мин*

надо было пользоваться подъемным краном. Эти устройства должны быть в состоянии длительно воспринимать весовую нагрузку от роторов генератора и турбины (см. стр. 243). Иногда приподнимающее устройство приводится в действие также непосредственно перед пуском агрегата после многочасового состояния покоя для создания масляной пленки в подпятнике, если для разгрузки подпятника при пуске не предусмотрена подача масла под большим давлением. Турбины Френсиса и пропеллерные турбины обычно в спаренном исполнении не выпускаются, и поэтому они передают на генератор и его опору значительные силы, направленные вертикально (так называемый упор воды). Следовательно, подпятники вертикальных генераторов и несущие подпятник конструкции должны рассчитываться не только на вес вращающихся частей, но и на дополнительный упор воды.

В. Привод посредством турбин Каплана с вертикальным валом. При малых высотах падения воды (приблизительно до 50 *м*), когда величина колебаний высоты падения в процентах от общей высоты падения воды играет существенную роль, часто, особенно в Европе, применяются турбины Каплана, которые при сильных колебаниях высоты падения и при неполных (частичных) нагрузках обеспечивают

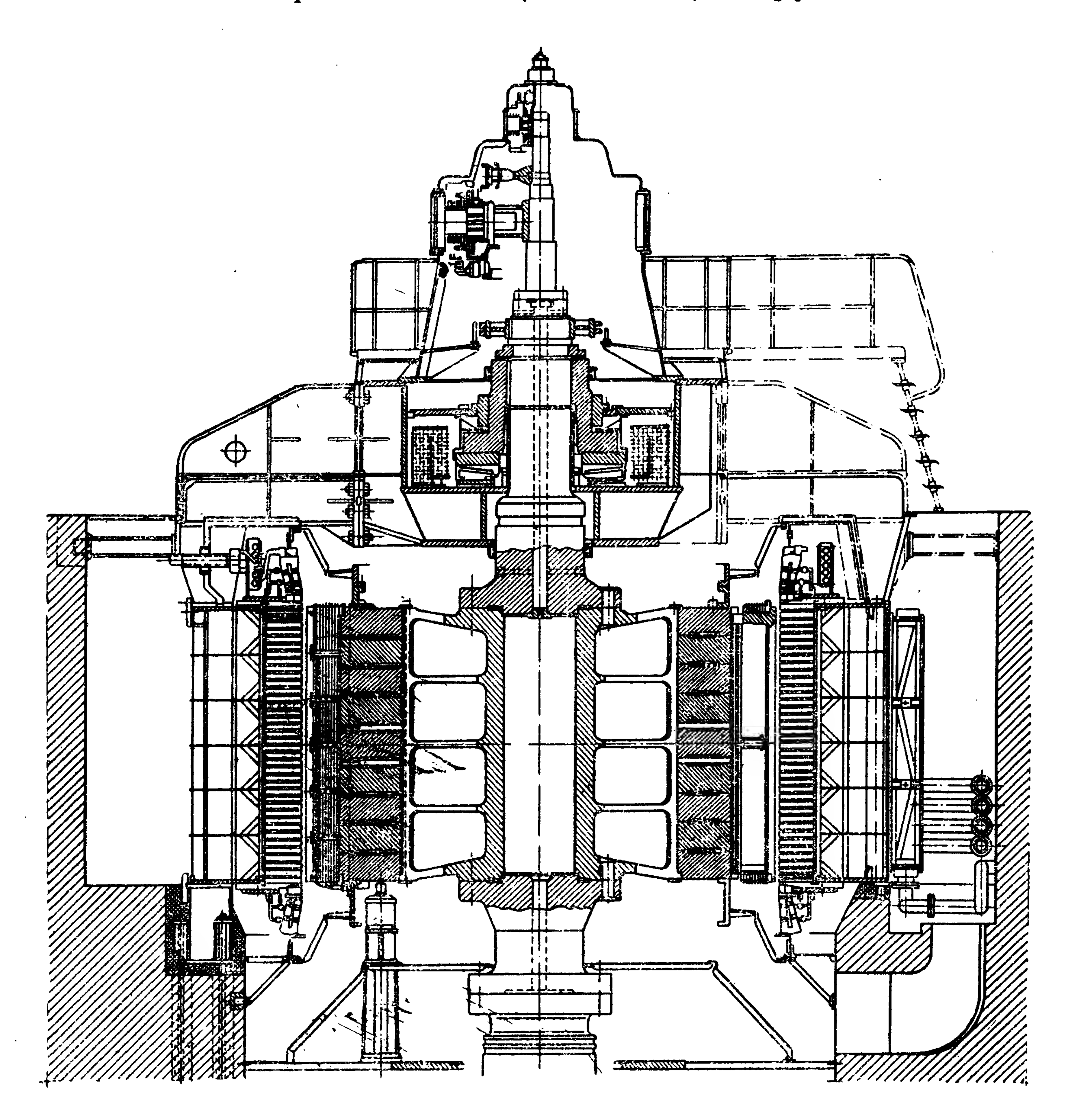


Рис. 3-6. Вертикальный генератор с приводом от турбины Пельтона 115 *Мв·а*, 333,3 *об/мин*

лучший к. п. д. за счет того, что они имеют двойное регулирование посредством поворота не только лопастей направляющего аппарата, но и лопастей рабочего колеса.

Для осуществления поворота лопастей рабочего колеса используется центральное отверстие вала. Если, как показано на рис. 3-7, маслоподводящий блок установлен сверху на генераторе и подводит масло под давлением к цилиндру сервомотора, расположенному в валу турбины или, как в данном случае, между соединительными фланцами обоих валов, то для подвода масла используется отверстие в валу гене-

ратора. Если же цилиндр сервомотора, как показано на рис. 3-8, образует верхний конец вала генератора и ротор генератора насажен на рубашку цилиндра сервомотора, то через полый вал проходят тяги для поворота лопастей рабочего колеса турбины. Следовательно, в обоих случаях центральное отверстие вала не может быть использо-

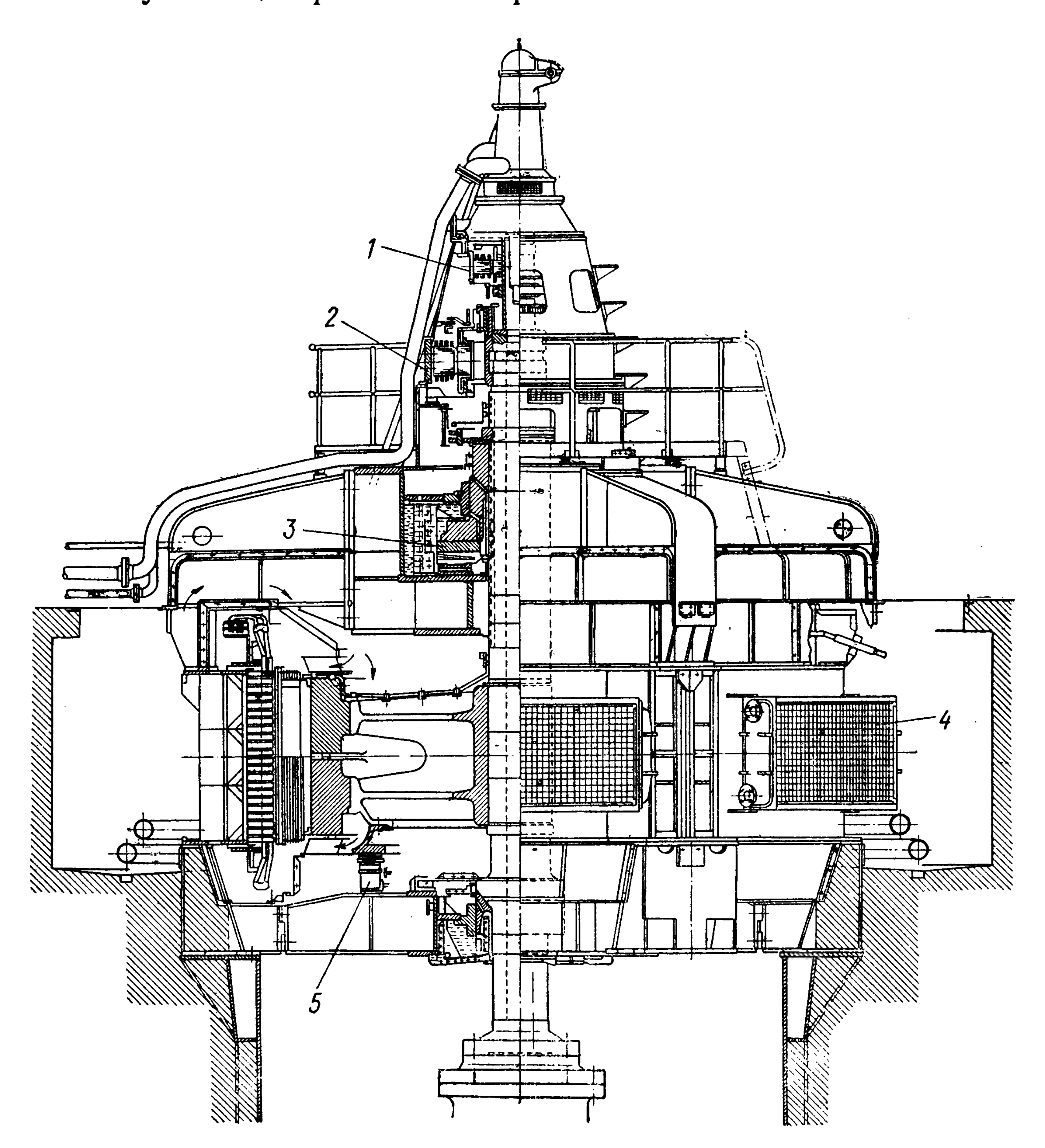


Рис. 3-7. Генератор трехфазного тока 21 400 *кв·а*, 10 500 *в*, $\cos \varphi = 0{,}7$, 50 *гц*, 214/666 *об/мин*

1 — подвозбудитель; *2* — возбудитель; *3* — подпятник; *4* — шесть охладителей; *5* — шесть тормозных и приподнимающих цилиндров

вано для размещения токоотводов от контактных колец. Контактные кольца, как это принято в обычных конструкциях и желательно с точки зрения удобства обслуживания, должны располагаться для обеспечения свободного доступа над генератором. Это бывает возможно, если для токоотводов контактных колец в валу предусматриваются специальные пазы, в которых для предотвращения протекания тока через вал плюсовый и минусовый провода прокладываются вместе

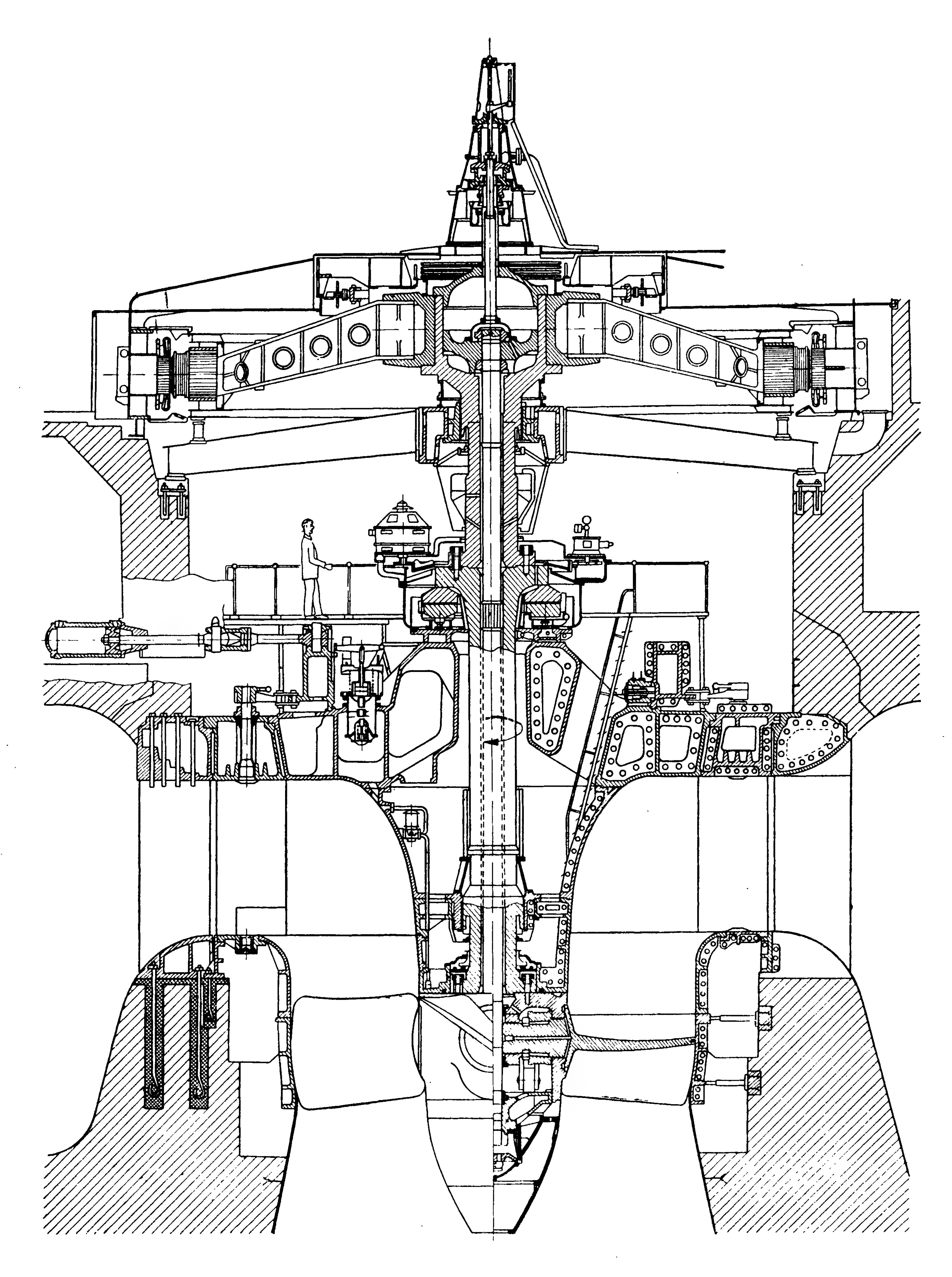


Рис. 3-8. Продольный разрез вертикального гидравлического агрегата с генератором 28 600 *кв·а*, 68,2 *об/мин*

(рис. 3-7). В противном случае контактные кольца приходится располагать, как показано на рис. 3-9, между подшипниками, но вне замкнутой системы циркуляции воздуха для облегчения доступа к ним. При расположении цилиндра сервомотора на верхнем конце вала, при

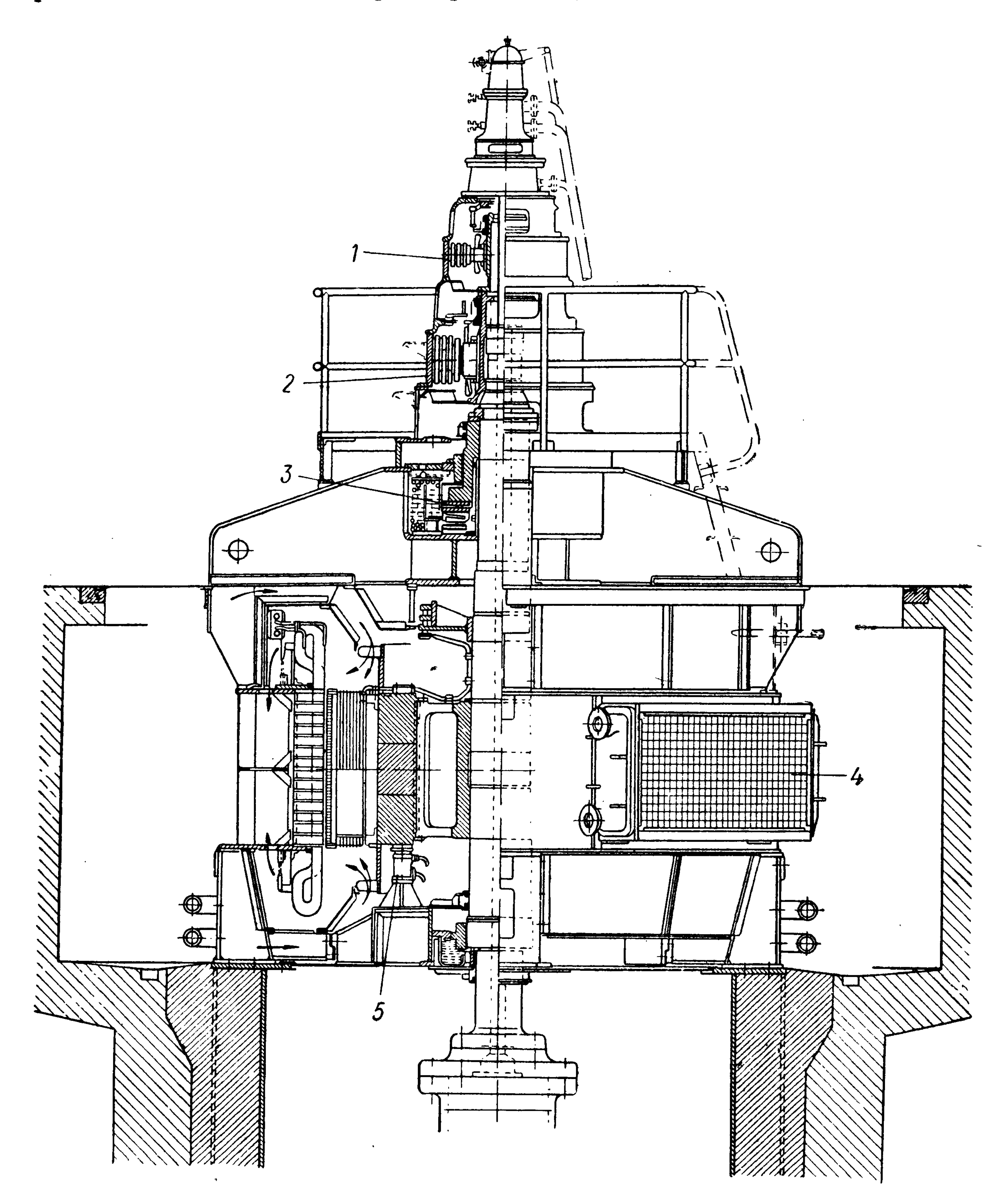


Рис. 3-9. Генератор трехфазного тока с комбинированным подпятником и направляющим подшипником 5700 *кв·а*, 10 500 *в*, $\cos \varphi = 0{,}7$, 50 *гц* 428/1290 *об/мин*

1 — подвозбудитель; *2* — возбудитель; *3* — подпятник; *4* — два воздухоохладителя; *5* — четыре тормозных цилиндра

зонтичном исполнении генератора, возможно хорошо доступное размещение контактных колец над генератором, как это видно на рис. 3-8. В этом случае контактные кольца главного генератора и встроенного в верхнюю крестовину вспомогательного генератора совмещены между собой. Они расположены вне замкнутой системы циркуляции воздуха

Рис. 3-10. Пример современного зонтичного генератора 60 *Мв·а*, 106 *об/мин*

Рис. 3-11. Вертикальный генератор трехфазного тока 34 *Мв·а*, 128,7 *об/мин*

в генераторе и доступны для осмотра через отверстия в машинной платформе (в полу машинного зала).

Генераторы с приводом от турбин Каплана (реже от турбин Френсиса, а иногда и от пропеллерных турбин) часто выполняются зонтичного типа, ротор которых крепится на валу без верхнего направляющего подшипника (рис. 3-8, 3-10). Подпятник, который в большинстве случаев комбинируется с нижним направляющим подшипником, часто

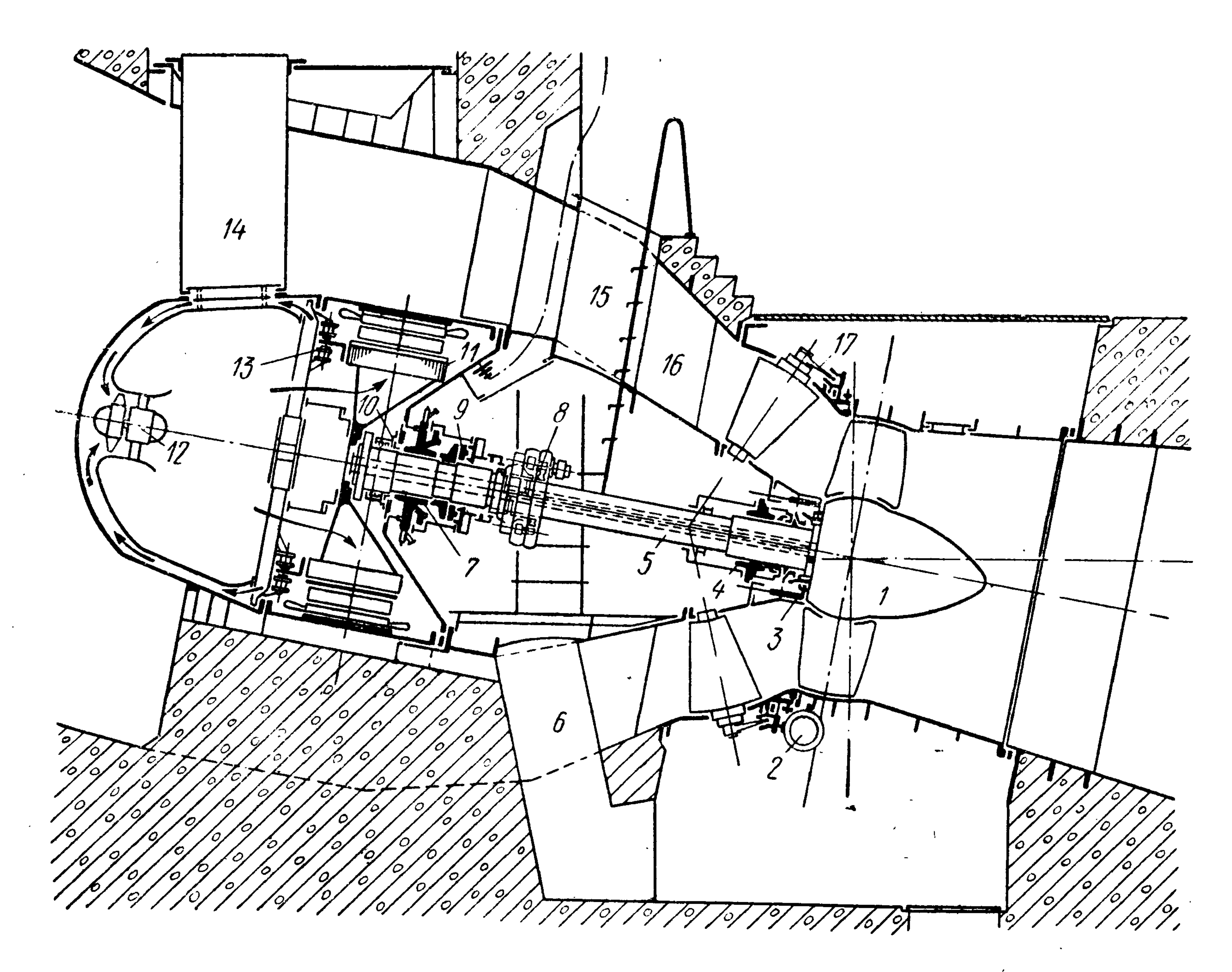


Рис. 3-12. Разрез капсульной турбины с обтекаемым генератором, приводимым непосредственно от турбины

1 — рабочее колесо с сервомотором; *2* — сервомотор направляющего колеса; *3* — сальник; *4* — подшипник турбины; *5* — вал турбины; *6* — канал круглого сечения; *7* — подшипник генератора; *8* — регулятор (управляемые насосы с подводом масла через вал); *9* — упорный подшипник; *10* — уплотнение против паров масла; *11* — генератор; *12* — воздуходувка охлаждающего воздуха; *13* — тормоз генератора; *14* — входной лаз в генератор; *15* — входной лаз в турбину; *16* — опорное кольцо турбины; *17* — направляющий аппарат

встраивается в нижнюю несущую крестовину. Это принято в особенности в США, где подпятник и вал генератора почти всегда входят в объем поставки генератора (аналогично рис. 3-9). Однако подпятник может поставляться также и изготовителем турбины и устанавливаться непосредственно на крышке турбины (см. рис. 3-8, 3-15), и в этом случае он не объединяется с направляющим подшипником. Другое конструктивное исполнение показано на рис. 3-11, в котором непосредственно под ротором расположен подпятник, комбинированный с направляющим подшипником; он поставляется изготовителем турбины и крепится через «фонарь» к крышке турбины, причем направляющий подшипник расположен внутри подпятника.

Г. Привод посредством капсульных турбин с горизонтальным или вертикальным валом. Капсульная турбина является специальным исполнением пропеллерной турбины или турбины Каплана. Капсульная турбина [1] представляет собой аксиальную турбину с фиксированными или поворотными лопастями рабочего колеса, существенным признаком которой является то, что входная и отсасывающая трубы расположены приблизительно в направлении оси рабочего ко-

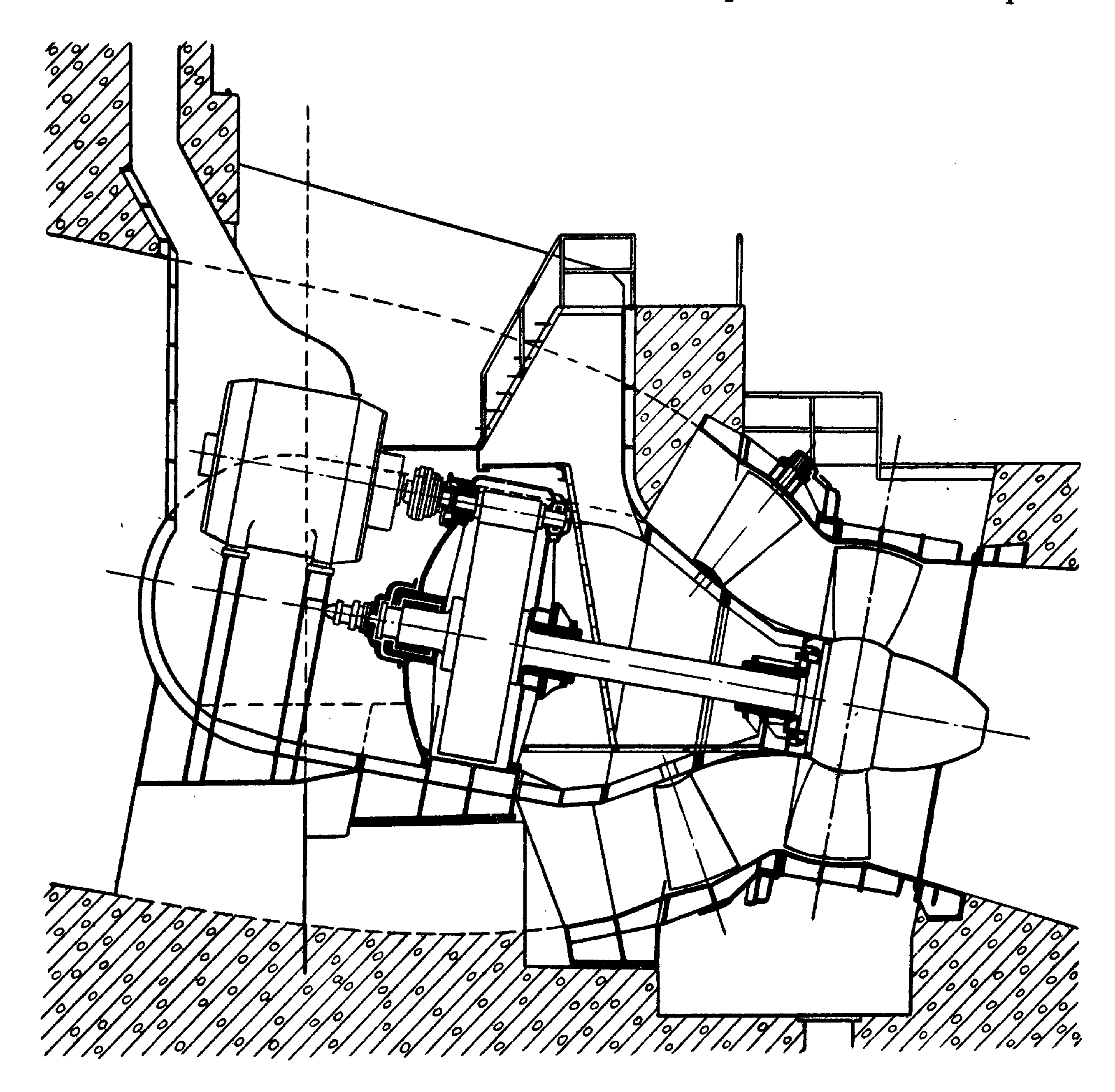


Рис. 3-13. Разрез капсульной турбины с обтекаемым генератором, приводимым посредством цилиндрического зубчатого редуктора, $H = 5{,}08$ *м*; $Q = 100$ *м³/сек*; $n = 80/750$ *об/мин*; $P = 6000$ *л. с.*

леса. Следовательно, в противоположность обычным конструкциям поток воды здесь не поворачивается. Этим неизбежно определяется то обстоятельство, что капсульные генераторы, так же как и турбины, располагаются под поверхностью воды.

Существуют две различные конструкции капсульных агрегатов, а именно: с проточным и с обтекаемым генератором.

В проточных генераторах ротор сидит непосредственно на рабочем колесе турбины и вода протекает через него. В обтекаемом генераторе ротор располагается в удлиненной ступице рабочего или направляю-

---

[1] Oschanitzky H. Generatoren für Rohrturbinenanlagen. VDE-Buchreihe, Bd. 1, Sonderbauformen elektrischer Maschinen, VDE-Varlag GmbH, Berlin, 1958.

щего колеса турбины, которая посредством ребер крепится на наружном водоводе. Такие обтекаемые генераторы выполняются либо с непосредственным приводом от турбины (рис. 3-12), либо, правда очень редко, с цилиндрическим зубчатым редуктором (рис. 3-13) или с концентричной (планетарной) передачей (рис. 3-14). Ввиду того что для обеспечения регулирования турбины и ограничения угонной скорости вращения требуются определенные маховые массы, часто

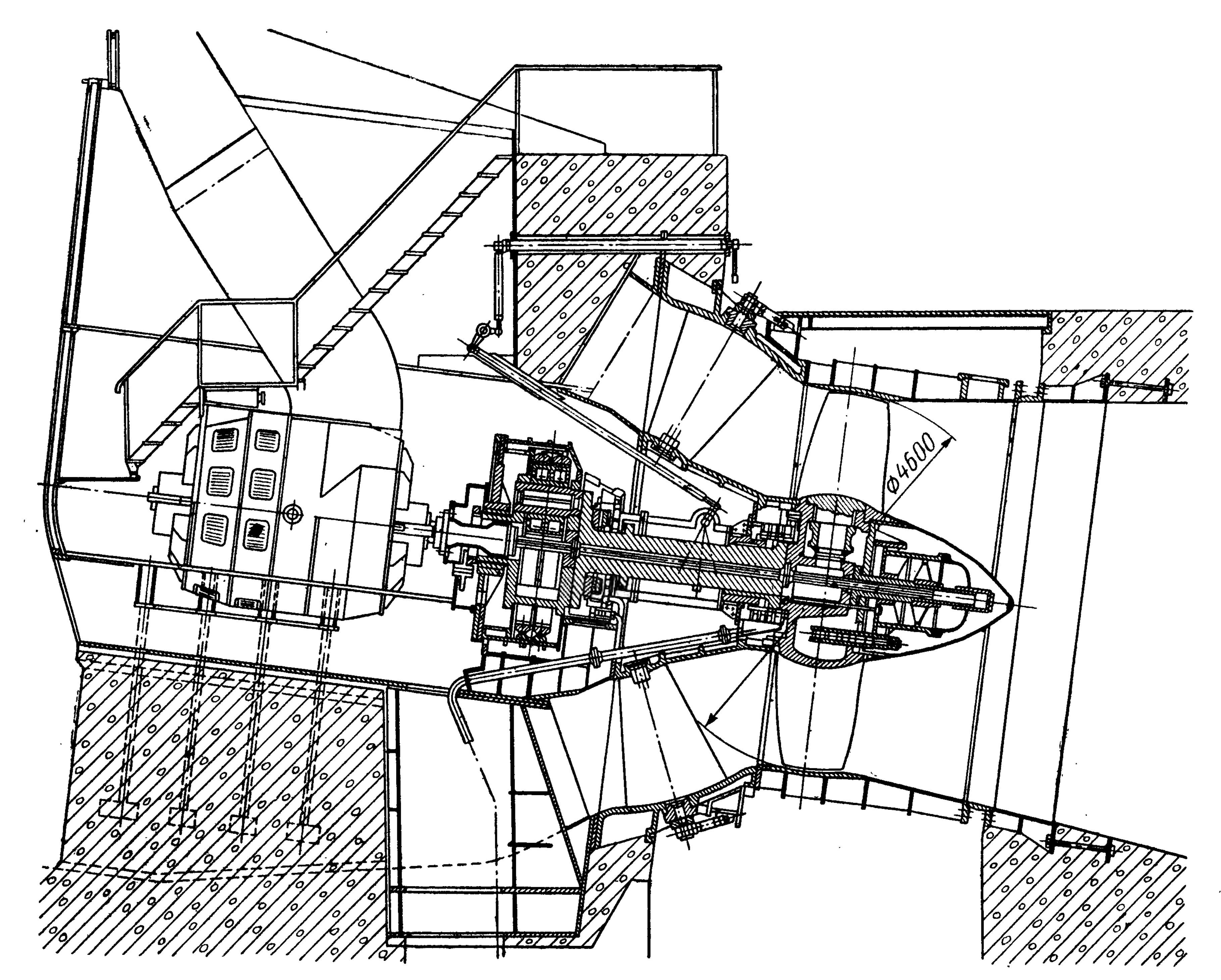


Рис. 3-14. Расположение обтекаемой капсульной турбины с концентричным планетарным редуктором

приходится предусматривать дополнительное маховое колесо. При наличии коаксиального планетарного редуктора для ограничения угонной скорости вращения нередко применяется переключаемый тормоз или автоматически разобщающаяся муфта. Обслуживание щеток и подшипников требует наличия входных лазов к генератору через наружный водовод. Для того чтобы по крайней мере избежать наличия возбудителя, обслуживание которого связано с трудностями, для сопряжения с капсульными турбинами особенно пригодны самовозбуждающиеся генераторы. Расположение под водой, т. е. наличие наружного избыточного давления воды, позволяет без особых дополнительных затрат применять также и повышенное внутреннее давление воздуха, благодаря чему можно снизить сумму вентиляционных потерь и потерь от трения воздуха.

Потери от трения воздуха при этом, правда, повышаются, так как они пропорциональны 0,8-й степени статического давления воздуха. Однако это повышение компенсируется более значительным снижением чистых потерь от циркуляции воздуха, которые при неизменной эффективности охлаждения и при правильном выборе вентилятора изменяются обратно пропорционально квадрату статического давления воздуха. Поэтому для сохранения неизменного охлаждающего действия при повышении статического давления необходимо в обратной пропорции уменьшать расход циркулирующего воздуха. Падение давления в системе пропорционально квадрату уменьшения скорости воздушного потока и линейно возрастает с увеличением плотности воздуха или его статического давления. Поэтому вентиляционные потери, пропорциональные произведению расхода воздуха на падение давления, уменьшаются квадратично с возрастанием статического давления охлаждающего воздуха.

3-2. Расположение и конструкция генераторов

Расположение турбины — горизонтальное или вертикальное — предопределяется условиями сооружения гидростанции, в особенности исполнением фундамента со спиральными камерами турбин и т. п.

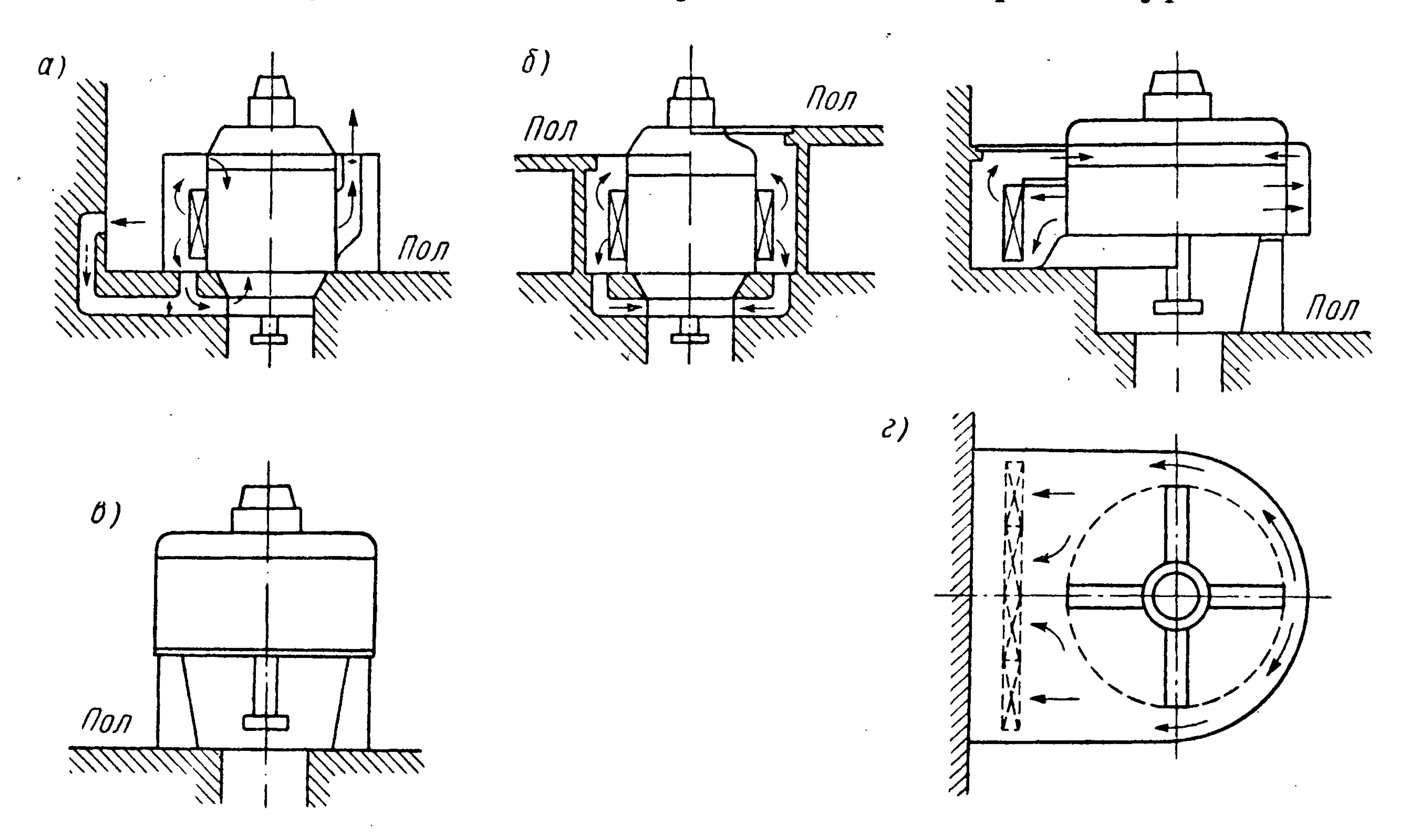


Рис. 3-15. Установка гидрогенераторов на электростанции: *а* — свободная; *б* — частично или полностью утопленная; *в* — на лапах; *г* — наполовину на лапах и наполовину на фундаменте

Эти условия, как правило, определяют также и расстояния между отдельными агрегатами. Для турбин Каплана применяется только вертикальное расположение, за исключением их использования в капсульных агрегатах.

Конструктивное исполнение горизонтальных генераторов является в значительной мере унифицированным. Иногда одна или обе опорные

лапы выполняются съемными и на фундаменте предусматриваются ролики, на которых статор может поворачиваться для удобства ремонта статорной обмотки (см. рис. 8-4).

Для вертикальных генераторов в практике приняты весьма разнообразные способы их расположения на гидростанции, например:

а) свободная установка статора на опорном кольце (рис. 3-1 5, *а*

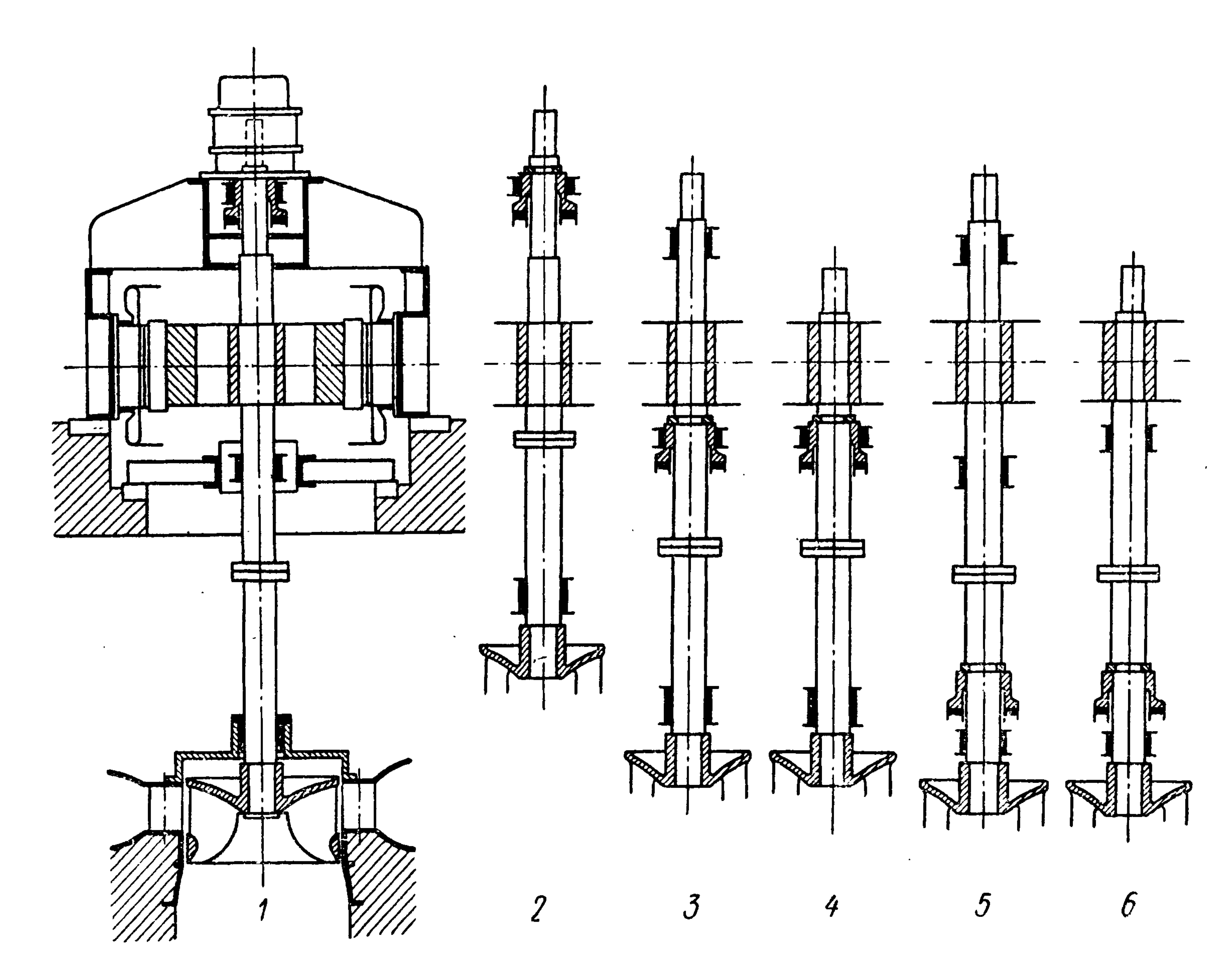


Рис. 3-16. Различные расположения подшипниковых опор вертикальных гидрогенераторов

1 — исполнение с тремя подшипниками: два направляющих подшипника генератора, один подшипник турбины. Подпятник скомбинирован с направляющим подшипником в верхней подшипниковой крестовине; *2* — исполнение с двумя подшипниками: один направляющий подшипник генератора, один подшипник турбины. Подпятник скомбинирован с направляющим подшипником в верхней подшипниковой крестовине; *3* — исполнение с тремя подшипниками: два направляющих подшипника генератора, один подшипник турбины. Подпятник скомбинирован с направляющим подшипником в подшипниковой крестовине под ротором генератора; *4* — исполнение с двумя подшипниками: один направляющий подшипник генератора в подшипниковой крестовине под ротором генератора, один подшипник турбины. Подпятник скомбинирован с направляющим подшипником в подшипниковой крестовине под ротором генератора; *5* — исполнение с тремя подшипниками: два направляющих подшипника генератора, один подшипник турбины. Подпятник на крышке турбины; *6* — исполнение с двумя подшипниками: один направляющий подшипник генератора в подшипниковой крестовине под ротором генератора, один подшипник турбины. Подпятник на крышке турбины.

б) частично или полностью утопленная установка, при которой весь статор размещается в фундаменте и воздухоотводящие каналы выполняются в фундаменте (рис. 3-15, *б*);

в) установка на лапах (рис. 3-15, *в*);

г) установка наполовину на лапах и наполовину на фундаменте (исполнение типа «кенгуру» — рис. 3-15, *г*).

В отношении размещения подшипниковых пор также практикуются весьма разнообразные исполнения. Наиболее важные из них показаны на рис. 3-16.

Конструктивное исполнение так называемых быстроходных и тихоходных роторов различно. При этом между ними нет четкой границы по мощности и по скорости вращения. Под быстроходным ротором генератора обычно понимают компактный ротор, т. е. такой ротор, тело которого нельзя просто отделить от вала, причем тело ротора либо представляет собой единое целое с валом, либо торцы вала прифланцованы к центральной ступице ротора (рис. 3-6), либо отдельные пластины втугую посажены на вал (рис. 3-5а). В противоположность этому у тихоходных роторов обычно на валу закреплена звезда ротора (рис. 3-7—3-11). Магнитопроводящий венец может быть выполнен как единое целое со звездой (литое исполнение), или же он выполняется из посаженных втугую колец в виде шихтованного

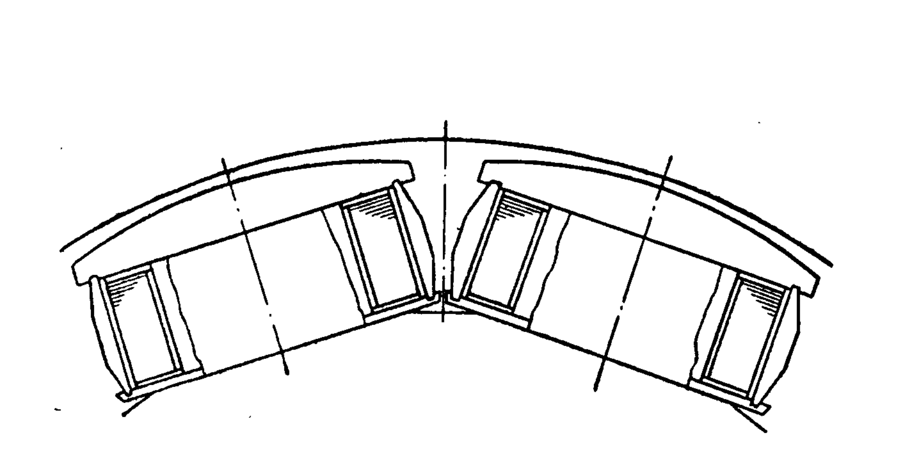


Рис. 3-17. Подкрепления полюсных катушек, установленные на полюсах

Рис. 3-18. Подвод воздуха в промежутки между полюсами через радиальные щели в теле ротора

венца. Подробности конструктивного исполнения роторов и крепления полюсов приведены на стр. 256 и далее.

При большой длине активной стали статора в промежутках между полюсами устанавливаются распорки для восприятия боковых составляющих центробежных сил обмотки полюсов. Поэтому необходимо принимать меры к тому, чтобы эти распорки не создавали помех прохождению воздуха через промежутки между полюсами (см., например, рис. 3-17), либо предусматривать дополнительный радиальный вход воздуха в межполюсные промежутки (см., например, рис. 3-18). Часто для улучшения вентиляции охлаждающий воздух пропускается также между сердечником полюса и катушкой или через подразделенную на две части катушку возбуждения. Для крупных гидрогенераторов (от 80 *Мв·а* и выше для быстроходных роторов и начиная с вдвое большей мощности для тихоходных роторов) средством для значительного снижения потерь, в особенности потерь на холостом ходу, является непосредственно водяное охлаждение обмотки ротора.[1] В зависимости от требований в отношении махового момента это является также эффективным средством для уменьшения размеров. В охлаждаемом водой генераторе с явновыраженными полюсами тепловые потери обмотки возбуждения непосредственно отводятся водой высокой чистоты, протекающей через полые проводники по замкнутой системе

---

[1] Wiedemann E. Direkt wassergekühlte Wasserkraftgeneraroten., ETZ-A, 87, 1966, 13.

циркуляции (см. табл. 2-20). Вентиляции межполюсных промежутков здесь не требуется, именно этим определяется преимущество водяного охлаждения. Промежутки между полюсами могут в значительной мере заполняться медью обмотки возбуждения, благодаря чему снижаются потери на возбуждение.

Для противодействия боковым составляющим центробежных сил катушки могут опираться друг на друга через промежуточные стенки из немагнитного материала и относительно тонкие изоляционные элементы. Остальная свободная часть межполюсных промежутков в радиальном направлении наружу, в особенности промежуток между полюсными башмаками, может заполняться таким образом, что ротор будет иметь практически цилиндрическую наружную поверхность. Благодаря этому также значительно снижаются потери от трения воздуха, и если учесть, что затрата мощности на циркуляцию воды через полюсные катушки составляет лишь небольшую часть расхода мощности вентиляторами при воздушном охлаждении, то становится понятным, что общее снижение потерь при водяном охлаждении генераторов мощностью 100 *Мв·а* и выше составляет несколько сотен киловатт. Частичное сечение такого ротора с водяным охлаждением показано на рис. 3-19. Благодаря низким температурам достигается повышение надежности, а вместе с тем и долговечности. Разумеется, что в тех случаях, когда в роторе применяется непосредственное водяное охлаждение, такое же охлаждение должно быть предусмотрено и для обмотки статора (см. стр. 125).

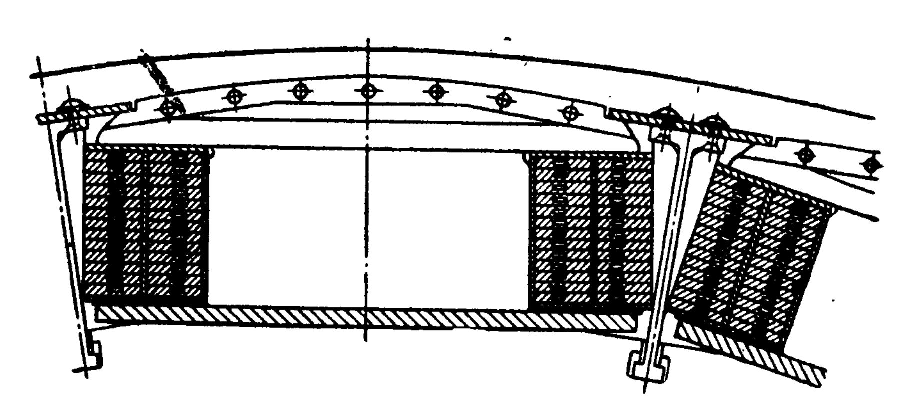


Рис. 3-19. Часть сечения ротора с водяным охлаждением

3-3. Генераторы с явновыраженными полюсами и синхронные электродвигатели для соединения с паровыми или газовыми турбинами и турбокомпрессорами

При малых мощностях применяются турбины с очень высокими скоростями вращения, которые требуют промежуточных редукторов для приводов генераторов, причем в этом случае четырехполюсные генераторы часто являются более экономичными, чем двухполюсные. Требования в отношении угонной скорости вращения здесь значительно ниже, чем у гидрогенераторов, так как она лишь в 1,2 раза выше нормальной скорости вращения, т. е. 1800 *об/мин* при 50 *гц*. С другой стороны, вследствие малой разницы между рабочей и угонной скоростями вращения центробежные силы при рабочей скорости вращения здесь выше. Поэтому такие генераторы имеют иногда конструкции роторов, характерные для быстроходных машин, например с когтеобразным креплением полюсов или гребенчатые конструкции (см. стр. 260, 324, 333). Смазка подшипников в большинстве случаев осуществляется от системы смазки турбины, работающей под давлением. Поэтому подшипники или по крайней мере вкладыши подшипников

обычно входят в объем поставки паровой турбины. Такие четырехполюсные генераторы могут иметь критическую изгибную скорость вращения, близкую к рабочей скорости вращения. Поэтому необходим расчет изгибной критической скорости вращения (см. стр. 427 и далее) и должен выдерживаться достаточный интервал между критической и рабочей скоростями вращения.

Вследствие относительно большой поверхности отдельных полюсных башмаков одностороннее магнитное тяжение на один полюс у этих машин сравнительно высокое. Поэтому при отклонениях величины воздушного зазора под отдельными полюсами может под действием магнитных сил возникать нарушение спокойного хода машины (см. стр. 427). Аналогичные машины применяются в качестве синхронных электродвигателей для приводов компрессоров. Так как эти электродвигатели работают в большинстве случаев с $\cos\varphi = 1$, то их кажущаяся мощность, а следовательно, и расход мощности на возбуждение ниже, чем у генераторов с $\cos\varphi = 0{,}85$ или меньшим. Поэтому при одинаковом статоре здесь требуется меньшая н. с. для возбуждения. С другой стороны, часто бывает необходимо снабжать такие синхронные электродвигатели для улучшения условий их запуска пусковыми обмотками (см. стр. 218) или в случае применения массивных полюсов демпферными кольцами, которые соединяют полюсы.

3-4. Генераторы реактивной мощности

Генератор реактивной мощности, называемый также вращающимся фазокомпенсатором, служит для регулирования напряжения в больших сетях, т. е. при передаче электроэнергии по длинным линиям электропередачи. При больших мощностях в линии требуется дополнительный реактивный ток, так как в противном случае будет иметь место падение напряжения в зависимости от нагрузки. Следовательно, необходимо в соответствии с нагрузкой производить регулирование подачи реактивной мощности. Если бы этого регулирования не требовалось, то генератор реактивной мощности можно было бы заменить конденсаторной батареей, однако, так как при применении батарей можно производить только групповое подключение или отключение емкости, в большинстве случаев предпочтение отдается вращающемуся фазокомпенсатору. В работающей в холостом режиме линии дальней электропередачи вследствие ее емкостного действия возникает тенденция к повышению напряжения, что может компенсироваться либо включением дроссельных катушек (реакторов), либо с помощью недовозбужденного фазокомпенсатора. Однако и в этом случае преимущество имеет фазокомпенсатор ввиду возможности плавного регулирования его.

Поскольку машина реактивной мощности не отдает активную мощность, то ей не требуется привода. В нормальном режиме работы ее потери от трения и прочие потери покрываются из сети. Для ее пуска и разгона существуют различные методы:

а) асинхронный разгон через пусковой трансформатор — в этом случае полюсы часто имеют пусковую обмотку с высокой теплоемко-

стью и пусковая обмотка может охлаждаться и во время пуска (см. также стр. 218), а также производится разгрузка подшипников путем подачи масла под давлением;

б) разгон с помощью пускового двигателя, который может выполняться в виде электродвигателя постоянного тока или трехфазного асинхронного электродвигателя.

Выбор скорости вращения фазокомпенсатора производится конструктором, но из соображений экономичности он будет выбирать ее как можно более высокой. Преимуществом по сравнению с гидрогенератором является при этом то, что здесь не надо учитывать какую-либо угонную скорость вращения. Угонная скорость вращения общепринята для машин этого типа равной только 1,2-кратной номинальной скорости вращения. Здесь также справедливы те же замечания, что и для генераторов с паротурбинным приводом, в отношении того, что ввиду малой разницы между центробежными силами при угонной и рабочей скоростях вращения в нормальном режиме работы возникают более высокие механические нагрузки, чем, например, у гидрогенераторов. Это следует учитывать при выборе материалов, в особенности для изоляции ротора и каркасов роторных катушек. Высокая скорость вращения, естественно, приводит к большим вентиляционным потерям. Поэтому применение водорода в качестве охлаждающей среды для фазокомпенсаторов началось раньше, чем для генераторов. Этому способствовало то, что фазокомпенсаторы могут выполняться полностью герметизированными, т. е. без выступающего конца вала и уплотнений. Кроме того, охлаждение водородом по замкнутому циклу с повышенным давлением позволяет значительно повысить использование машины в тех же габаритах. Свойства водорода при разных давлениях и различной степени чистоты, оказывающие решающее влияние на потери и эффективность вентиляции, приведены в сравнении с аналогичными свойствами воздуха при атмосферном давлении в табл. 2-19.

Корпусы, кожухи и аналогичные детали фазокомпенсаторов с водородным охлаждением должны изготавливаться во взрывозащищенном исполнении и водородонепроницаемыми, т. е. утечки водорода в течение 24 *ч* не должны превышать 0,10 $м^3$.

При применении водородного охлаждения необходимо наличие устройств для поддержания давления и чистоты водорода, а также для продувки внутренней части машины углекислым газом.

На рис. 3-20 изображен фазокомпенсатор с водородным охлаждением на 48 *Мв·а*, 60 *гц*, 900/1125 *об/мин* в восьмиполюсном исполнении. Из рисунка видно, что возбудитель, подвозбудитель и контактные кольца размещены на одной стороне машины таким образом, что при замене щеток необходимо удалять водород только из относительно небольшой полости, которая отделена посредством специальных шлюзов от остального объема машины.

Вместо водородного охлаждения в фазокомпенсаторах может применяться также и непосредственное водяное охлаждение обмоток статора и ротора,[1] а при определенных условиях можно даже обойтись

[1] См. сноску на стр. 104.

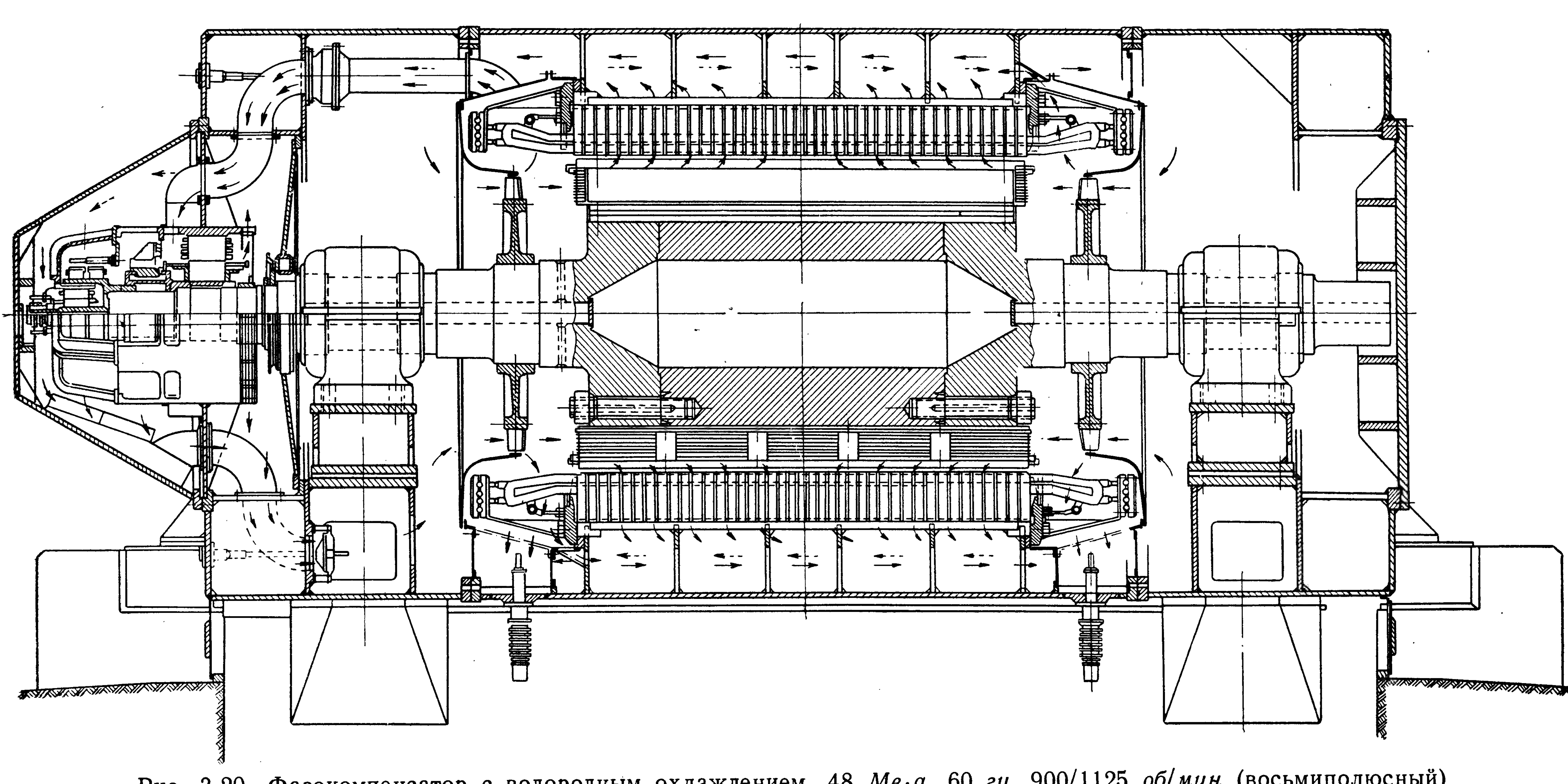


Рис. 3-20. **Фазокомпенсатор с водородным охлаждением, 48** *Мв·а*, **60** *гц*, **900/1125** *об/мин* **(восьмиполюсный)**

без водородного охлаждения для отведения прочих потерь, если применяется частичное, косвенное водяное охлаждение активной стали статора.

Для охлаждения внутренней охлаждающей среды, протекающей по замкнутой системе циркуляции через встроенный в фазокомпенсатор охладитель, можно вместо обычно применяемой воды использовать также и воздух, так что такие фазокомпенсаторы становятся независимыми от водоснабжения.[1]

3-5. Генераторы средней частоты

Под генератором средней частоты следует понимать электрическую машину, которая создает переменное напряжение с частотой от 500 до 1000 *гц*. Генераторы средней частоты изготавливаются в однофазном и трехфазном исполнении. Главной областью применения однофазных генераторов является индукционный нагрев. Трехфазные генераторы средней частоты питают в электроприводах трехфазные электродвигатели с высокими скоростями вращения.

При частотах до 800 *гц* применяются синхронные машины в явнополюсном исполнении, каждый явновыраженный полюс которых имеет обмотку возбуждения постоянного тока, или машины с цилиндрическими роторами, которые выполняются массивными или шихтованными из листов с пазами, причем обмотка возбуждения располагается в пазах.

Генерирование повышенных частот неизбежно требует, при условии наибольшей скорости вращения и наименьшего полюсного деления (шага), пропорционального частоте увеличения диаметра ротора, которое ввиду большого махового момента машины затрудняет ее пуск. Кроме того, с увеличением числа полюсов повышается реактивное сопротивление рассеяния. Поэтому для сравнительно высоких частот следует применять только машины с ротором без обмотки так называемого модуляционного типа, которые изготавливаются со следующими формами исполнения: одноименнополюсный, или униполярный, тип — диапазон частот от 500 до 10 000 *гц*; разноименнополюсный, или гетерополярный, тип по Лоренцу—Шмидту — диапазон частот от 500 до 5000 *гц*; разноименнополюсный тип по Гюи — диапазон частот от 4000 до 10 000 *гц*.

Для всех исполнений модуляционного типа общим является то, что тело ротора выполняется без обмотки массивным или шихтованным из листовой стали и что внешне он похож на зубчатое колесо. В противоположность машинам явнополюсного типа обмотка возбуждения здесь неподвижна и размещена на статоре, рабочая обмотка находится в полуоткрытых или открытых пазах.

О д н о и м е н н о п о л ю с н а я   м а ш и н а (рис. 3-21) выполняется с расположенной коаксиально относительно статора кольцеобразной катушкой возбуждения, питаемой постоянным током. Ста-

---

[1] B o b e k K. Bauformen großer elektrischer Maschinen unter weitgehender Vermeidung von Kühlwasser. VDE-Buchreihe, Bd. 1, Sonderbauformen elektrischer Maschinen, VDE-Verlag GmbH, Berlin, 1958.

тор состоит из двух полупакетов активной стали, в которых размещена рабочая обмотка и каждому из которых соответствует один полюсный венец ротора. Так как весь постоянный поток возбуждения проходит через корпус (станину), последний должен выполняться очень массивным и тяжелым; постоянная времени изменения напряжения поэтому очень велика. На рис. 3-22 представлен в сечении вертикальный преобразователь с одноименнополюсным генератором средней частоты.

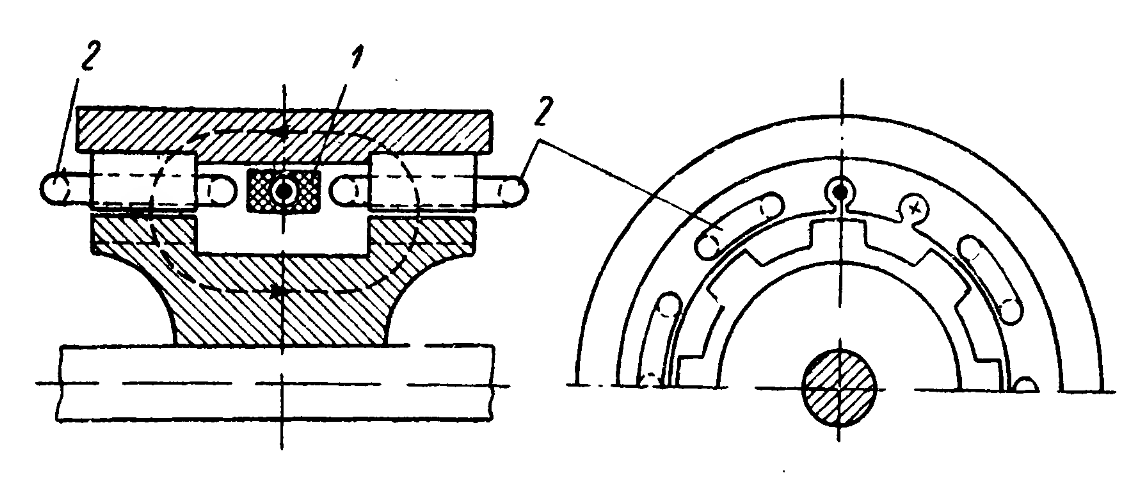


Рис. 3-21. Машина средней частоты одноименнополюсного типа

1 — обмотка возбуждения; *2* — рабочая обмотка

Ротор массивный, и по его ярму проходит постоянный магнитный поток; его зубцы выполняются, в зависимости от величины машины, частоты, формы пазов и требуемого коэффициента полезного действия, массивными или в виде шихтованных зубчатых венцов. Рабочая обмотка лежит в пазах, которые равномерно распределены по всей окружности статора, причем, как правило, ширина катушки равна полюсному делению (шагу).

Разноименнополюсная машина по Лоренцу—Шмидту (рис. 3-23) отличается от классического одноименнополюсного типа способом возбуждения. Она имеет несколько катушек возбуждения, расположенных в особых пазах по окружности статора, оси которых направлены радиально. В результате этого на окружности статора образуются чередующиеся сегментообразные северные и южные полюсы; ротор при его вращении перемагничивается с частотой, соответствующей числу пар полюсов возбуждения. По этой причине он набирается из шихтованной листовой стали. Статор выполнен также шихтованным, и корпус машины, который не проводит

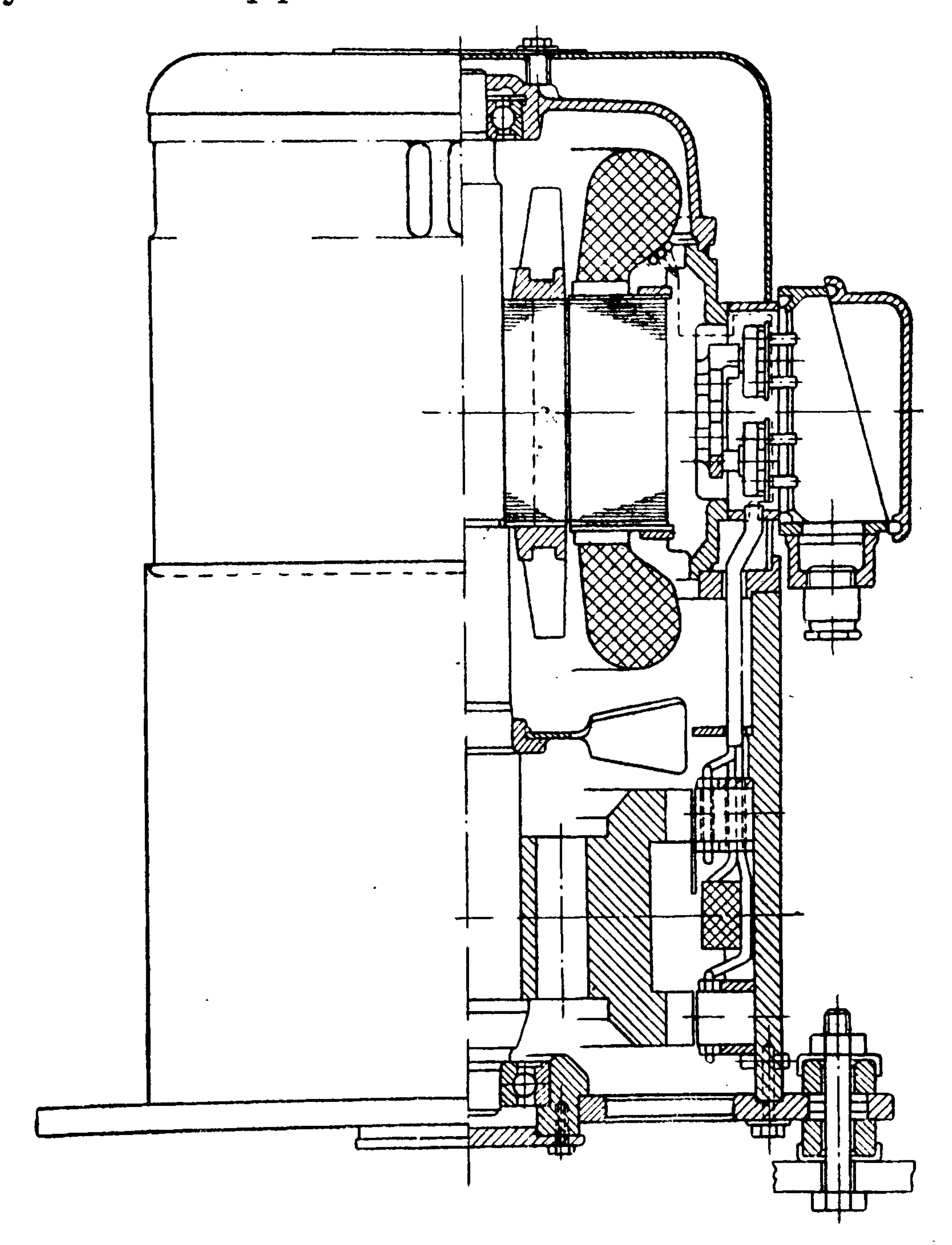


Рис. 3-22. Сечение одноименнополюсного моноблочного преобразователя, приводимого электродвигателем с короткозамкнутым ротором

магнитного потока и подвергается лишь небольшой нагрузке, может выполняться более легким, чем у одноименнополюсной машины, и должен рассчитываться только на механическую прочность и вибрации. Использование машины вследствие наличия по окружности расточки пазов между полюсами возбуждения несколько ниже, чем машин одноименнополюсного типа.

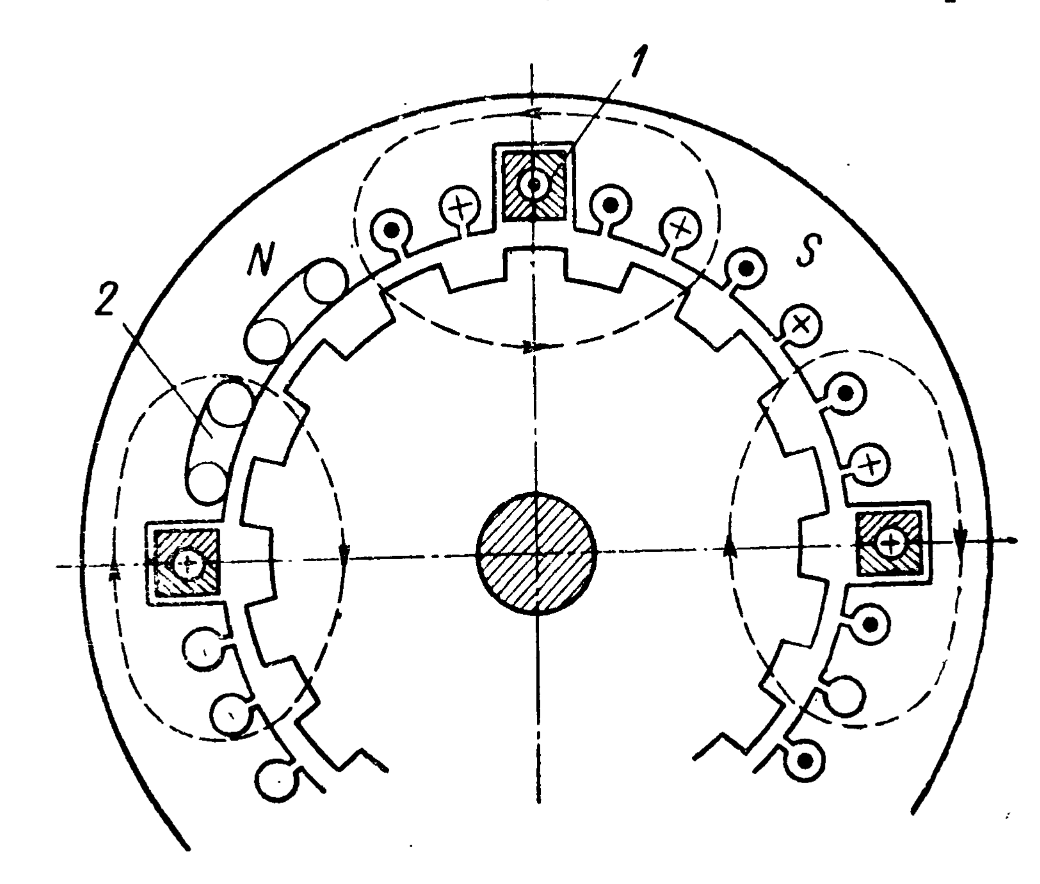


Рис. 3-23. Принцип действия машины разноименнополюсного типа по Лоренц — Шмидту

1 — обмотка возбуждения; 2 — рабочая обмотка

Разноименнополюсная машина по Гюи с точки зрения возбуждения выполнена аналогично машине разноименнополюсного типа по Лоренцу — Шмидту, так что и здесь в соответствии с числом пар полюсов возбуждения в роторе происходят потери от перемагничивания. На рис. 3-24 показан пример исполнения этой машины. Статор машин этого типа отличается, однако, от обоих вышеприведенных типов тем, что он, так же как и ротор, имеет необмотанные открытые пазы, а катушки рабочей обмотки размещены в относительно малом числе пазов, которые располагаются между пазами возбуждения в статоре. Одна катушка рабочей обмотки охватывает несколько зубцов статора и открытых пазов и сцеплена, следовательно, с большим потоком в противоположность вышеназванным типам машин, в которых одна катушка охватывает только один зубец и, следовательно, сцепляется с малым потоком.

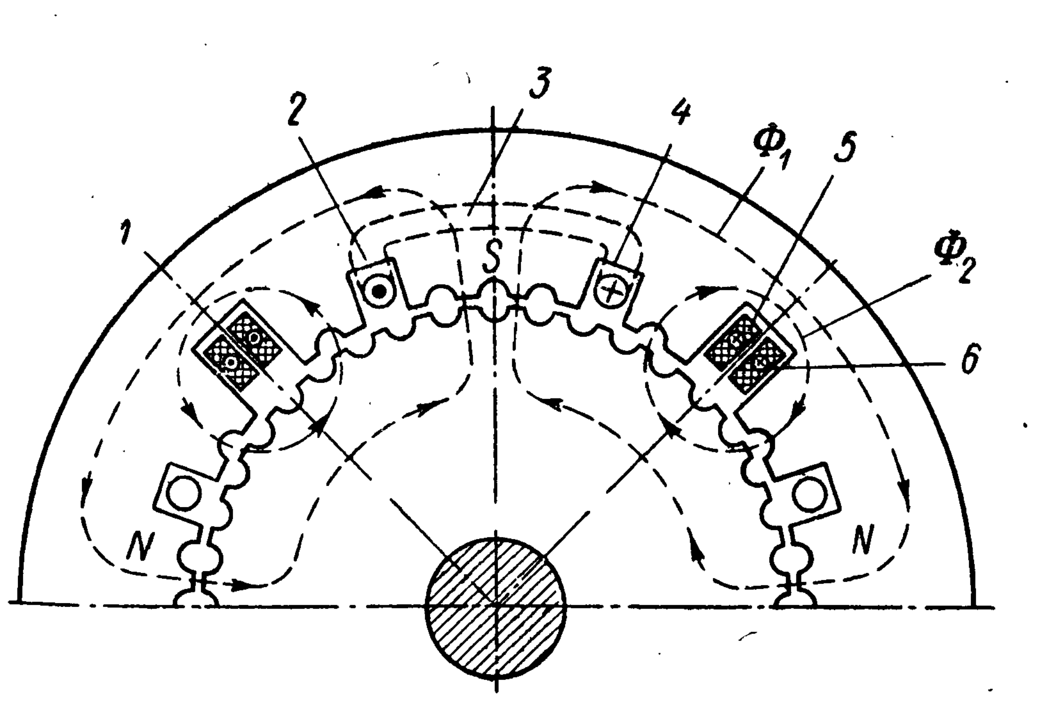


Рис. 3-24. Принцип действия машины разноименнополюсного типа по Гюи (машина с колеблющимся полем)

1; 6 — пазы возбуждения; 2; 4 — рабочие пазы; 3 — рабочая обмотка; 5 — обмотка возбуждения; $Ф_1$; $Ф_2$ — магнитные потоки

В результате поворота ротора на одно полюсное деление находящийся в состоянии покоя постоянный поток машины приводится в колебания от одной стороны рабочего паза к противоположной стороне и обратно, в связи с чем эти машины иногда также называют машинами с колеблющимся полем. Таким образом, здесь в противоположность вышеуказанным машинам модуляционного типа переменный поток оказывает воздействие не только на зубцы и их

непосредственное окружение, но и почти на всю активную сталь ротора и статора, за исключением небольших участков над пазами возбуждения.

3-6. Турбогенераторы и синхронные турбодвигатели

Турбогенераторами переменного тока, генераторами с цилиндрическим ротором, в отличие от генераторов с явновыраженными полюсами, называют синхронные машины с распределенной в пазах по окружности ротора обмоткой возбуждения, которые приводятся во вращение паровыми или газовыми турбинами непосредственно или через редуктор.

Турбомашины переменного тока, которые используются исключительно в качестве синхронных электродвигателей или фазокомпенсаторов, называют синхронными турбодвигателями или турбофазокомпенсаторами. По конструкции они почти не отличаются от турбогенераторов, разве что демпферной обмоткой ротора. Поэтому они отдельно не рассматриваются.

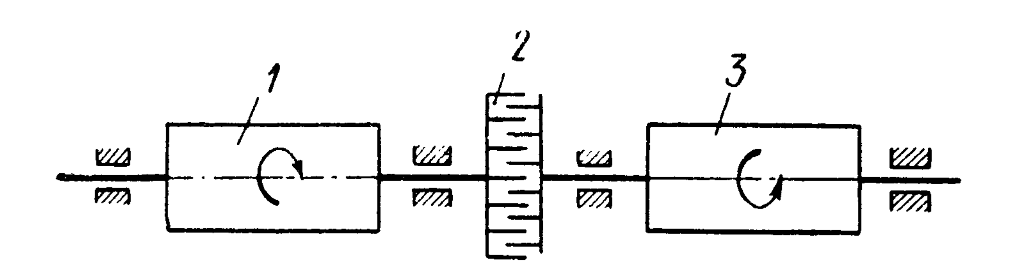


Рис. 3-25. Турбоагрегат с турбиной Юнгстрема с противоположно вращающимися роторами и двумя генераторами (схематическое расположение)

1; *3* — генераторы; *2* — турбина

В качестве привода при мощностях от нескольких сотен киловольт-ампер до 25 *Мв·а* могут применяться быстроходные паровые или газовые турбины с одно- или двухступенчатыми редукторами, которые снижают скорость вращения турбины до более низкой скорости вращения двухполюсного генератора (3000 *об/мин* при 50 *гц* или 3600 *об/мин* при 60 *гц*). В качестве редукторов обычно применяются передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами, а при малых мощностях также коаксиальные планетарные передачи. При больших мощностях применяются турбины со скоростями вращения 3000 или 3600 *об/мин*, которые жестко соединяются с генераторами. Лишь для генераторов на 16 $^2/_3$ *гц* при 1000 *об/мин* с мощностями до 50 *Мвт* ввиду малой скорости вращения генератора используются также быстроходные турбины с редукторами.

Турбогенераторы выполняются всегда с двумя подшипниками, в то время как турбины иногда изготавливаются без подшипника на стороне генератора, так что часть веса турбины должен воспринимать подшипник генератора со стороны привода. Муфта генератора либо откована вместе с валом, либо насажена на него. У турбин с противоположно вращающимися роторами (турбины Юнгстрема) рабочие колеса насаживаются консольно на роторы генераторов (рис. 3-25).

Решающее значение для оценки использования турбогенераторов имеет использование их ротора. Пазы ротора выполняются, как правило, радиально (рис. 3-26). Самые малые роторы диаметром около 500 *мм* имеют обычно 28 или 36 пазовых делений (шаг по пазам) при

20 или 24 обмотанных пазах, т. е. 5 или 6 роторных катушек на полюсе (см. также табл. 9-1).

Более крупные роторы диаметром около 750 *мм* имеют, как правило, 40 пазовых делений (шаг по пазам) при 28 обмотанных пазах, т. е. 7 роторных катушек на полюс, а наиболее крупные роторы диаметром до 1250 *мм* имеют 44 пазовых деления (шаг по пазам) при 32 обмотанных пазах, т. е. 8 роторных катушек на полюс. Однако практикуется также неравномерное выполнение пазового деления (шага по пазам) с увеличением в направлении к полюсу, и в этом случае применяется только 28 обмотанных пазов. Число витков на полюс, т. е. произведение числа катушек на полюс и числа проводников на паз, является определяющим для напряжения или тока возбуждения и, следовательно, также для контактных колец. Поэтому в малых роторах стремятся выполнить большое число витков на паз для того, чтобы получить малые токи возбуждения, а в больших роторах — малое число витков для того, чтобы напряжение возбуждения было не слишком большим (максимально около 500 *в*).

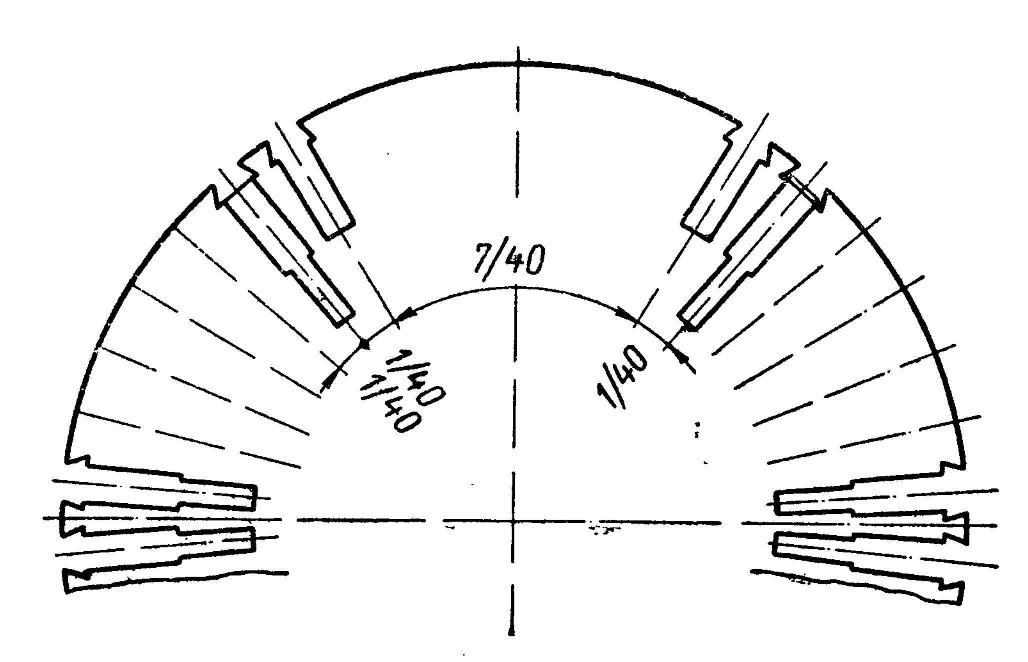


Рис. 3-26. Расположение пазов в цилиндрическом роторе турбогенератора

Для того чтобы увеличить магнитное поперечное сечение полюсов, часто два соседних с полюсами паза выполняют менее глубокими в радиальном направлении, и на них соответственно приходится меньшее число витков, чем на остальные пазы (рис. 3-26). У роторов с демпферной обмоткой на необмотанной части в полюсах предусматриваются пазы для этой обмотки с нормальным пазовым делением (шагом по пазам) ротора. Эти демпферные пазы часто не проходят по всей длине бочки ротора, а заходят аксиально в ротор только на расстояние приблизительно 100 *мм* от торцовых поверхностей бочки. Демпферная обмотка укладывается только в лобовой части, при этом обеспечивается хорошая электропроводность соединения бочки ротора и бандажей, что предотвращает вызываемые токами демпферной системы пригорания мест посадки бандажей при несимметричных нагрузках или коротких замыканиях.

Во многих случаях пазы, в особенности у крупных генераторов, имеют по радиальной высоте от одного до трех уступов или же выполняются коническими (рис. 3-27). Благодаря этому получаются разные поперечные сечения меди внутри каждого паза.

Вентиляция ротора имеет решающее значение для выбора размеров и параметров. Различают следующие системы вентиляции ротора:

а) косвенное воздушное охлаждение за счет вентиляционного действия цилиндрической поверхности ротора для малых мощностей (рис. 3-28, *а*);

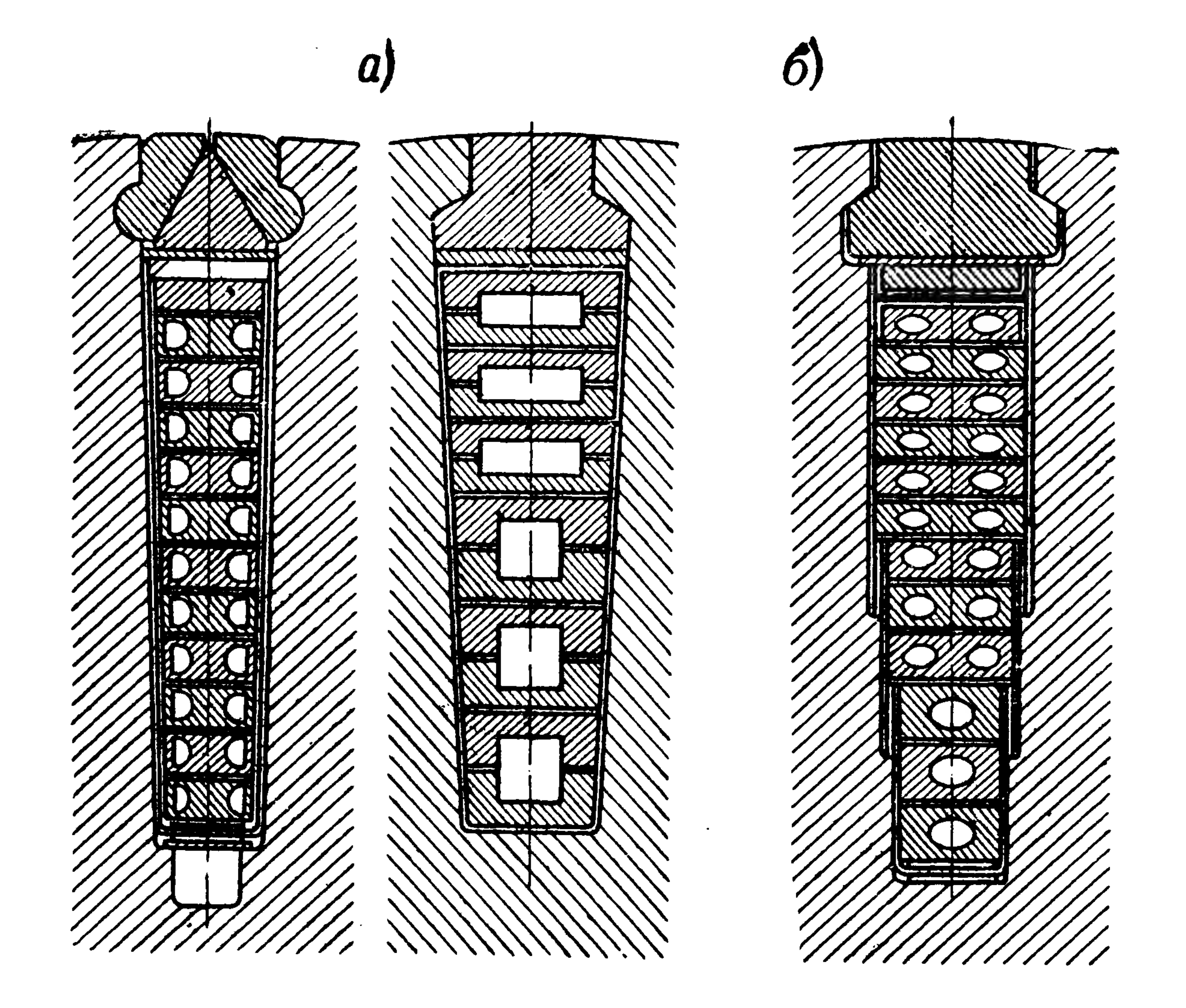


Рис. 3-27. Пазы ротора: *а* — конические; *б* — с уступами (ступенчатые)

а) б) в)

г)

Рис. 3-28. Косвенное охлаждение ротора: *а* — только поверхности ротора; *б* и *в* — увеличенной поверхности ротора; *г* — охлаждение водой

б) косвенное воздушное охлаждение за счет вентиляционного действия поверхности ротора, увеличенной за счет пазов или отверстий в зубцах или же подпазовых каналов (рис. 3-28, *б* и *в*), для средних мощностей;

в) косвенное водяное охлаждение, т. е. водяное охлаждение зубцов для специальных случаев (рис. 3-28, *г*);

г) непосредственное охлаждение меди воздухом или водородом через радиальные отверстия или щели в обмотке, в которые подводится охлаждающий воздух или газ из подпазовых каналов ротора (рис. 3-28, *в*). Для всех крупных генераторов с воздушным или водородным охлаждением предпочтительно применяется непосредственное охлаждение меди полых или профилированных проводников (рис. 3-27,

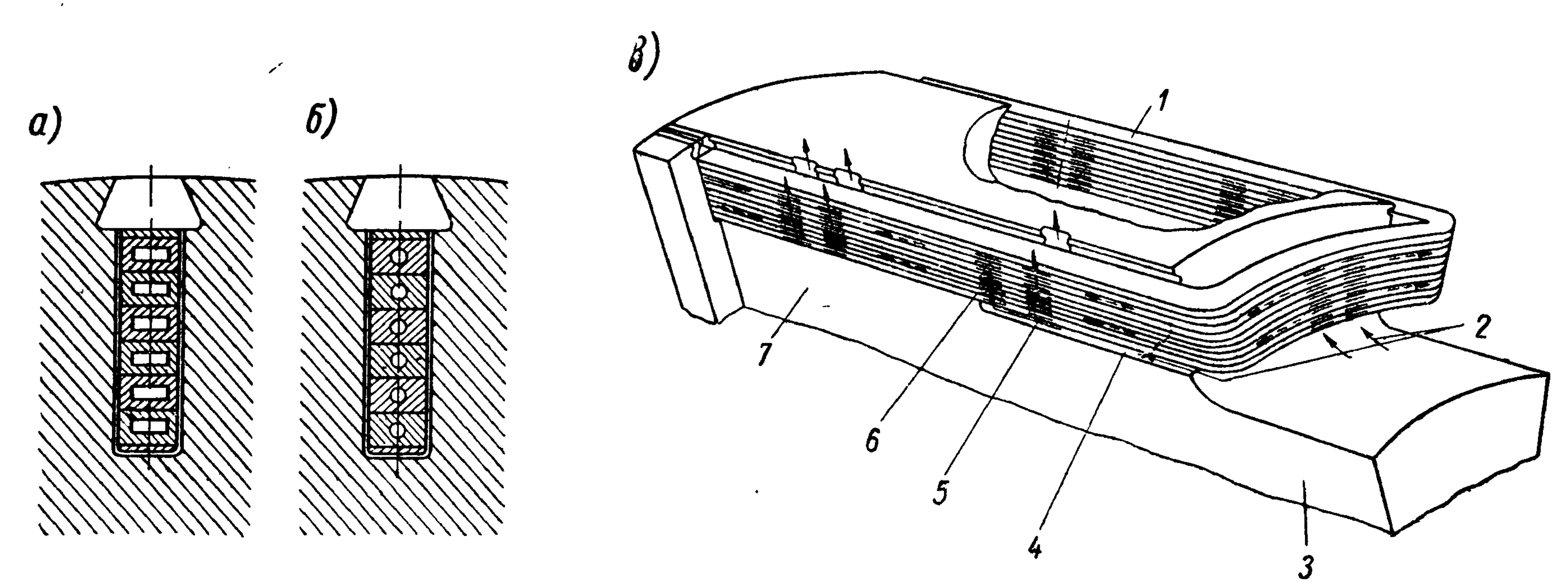


Рис. 3-29. Непосредственное охлаждение меди: *а* — газом; *б* — водой; *в* — посредством подвода охлаждающего газа из подпазового канала

1 — катушки ротора; *2* — вход охлаждающего газа; *3* — ротор (вырезанный участок); *4* — подпазовый канал; *5* — выход охлаждающего газа; *6* — подвод охлаждающего газа; *7* — центр ротора и катушек

3-29, *а*, 7-49) с аксиальной — односторонней или симметричной — подачей газа или же с подводом охлаждающего газа из подпазового канала (рис. 3-29, *в*);

д) непосредственное водяное охлаждение обмотки возбуждения (рис. 3-29, *б*) для генераторов предельной мощности [1] с полыми проводниками с высоким давлением воды, создаваемым действующими на воду центробежными силами.[2] Широко применяемым непосредствен-

---

[1] Wiedemann E. Großturbogeneratoren mit ausschließlicher Wasserkühlung. Brown Boweri Mittlgn., 53, 1966, 9.

[2] Давление воды p при окружной скорости v крайнего в радиальном направлении полого проводника и плотности ρ воды, входящей через центральное отверстие в валу, составляет $p = \rho v^2/2$.

Пример. Пусть заданы радиус крайнего полого проводника $r = 50$ *см* и угонная скорость вращения $n_s = 1{,}2\ n = 1{,}2 \cdot 3000 = 3600$ *об/мин*, а также $\rho = 1{,}02 \cdot 10^{-6}$ *кГ·сек²/см⁴*. Получим

$$v = \omega r = \frac{n_s \pi}{30} = \frac{3600\pi \cdot 50}{30} = 1{,}88 \cdot 10^4 \text{ см/сек} = 188 \text{ м/сек};$$

$$p = \frac{\rho}{2} v^2 = \frac{1{,}02 \cdot 10^{-6}\,(1{,}88 \cdot 10^4)^2}{2} = 188 \text{ кГ/см}^2.$$

ным охлаждением меди является также так называемое охлаждение типа «air—gap—pick—up», при котором охлаждающий газ забирается из воздушного зазора и снова возвращается в него.

Лобовые части обмоток роторов всех турбогенераторов крепятся в настоящее время для предохранения от действия центробежных сил посредством роторных бандажей (см. стр. 263 и 371), вследствие этого значительно затрудняется вентиляция лобовых частей обмотки ротора. При сравнительно низком использовании ротора с косвенным охлаждением лобовые части обмотки обычно охлаждаются в достаточной мере за счет термосифонного эффекта.

При высоком использовании ротора, следовательно, в особенности при непосредственном охлаждении меди, необходимо проточное охлаждение лобовых частей обмотки (рис. 3-30). Выход охлаждающего

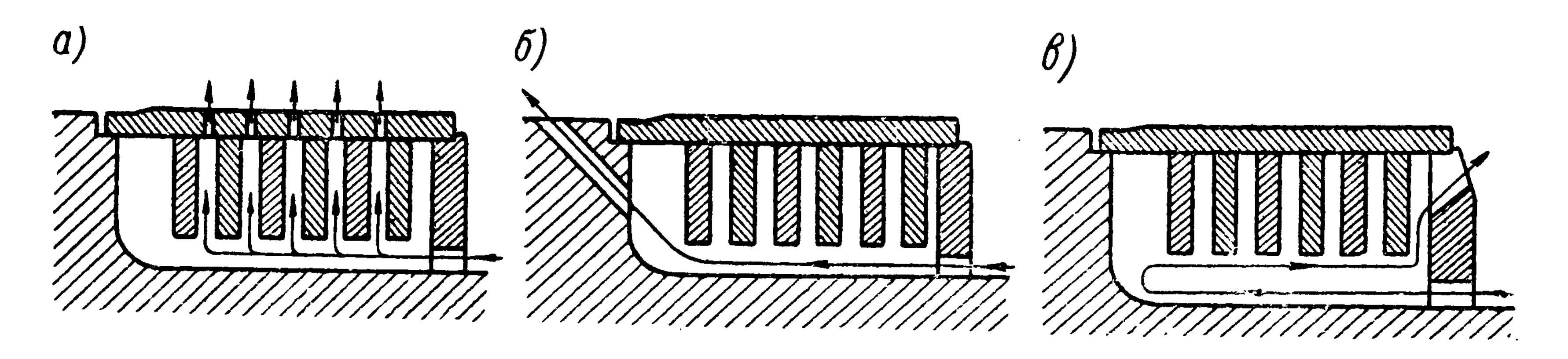


Рис. 3-30. Выход охлаждающего газа: *а* — через отверстия в бандаже ротора; *б* — через наклонные отверстия в бочке ротора; *в* — обратно во входную полость

газа из лобовых частей обмотки в воздушный зазор происходит либо через радиальные отверстия в бандажах ротора (рис. 3-30, *а*), либо через наклонные отверстия в бочке ротора или центрирующем кольце (рис. 3-30, *б* и *в*), либо же охлаждающий газ отводится в активную часть ротора и там выходит в воздушный зазор. Он может, однако, также отводиться в аксиальном направлении назад в полость перед бандажом ротора, где нагретый газ, охлаждавший лобовую часть обмотки ротора, смешивается с холодным газом. Оба контактных кольца для подвода тока возбуждения расположены либо вместе на стороне, противоположной приводу, либо у роторов с насаженной муфтой симметрично по обеим сторонам генератора (рис. 3-31), но в обоих случаях вне замкнутой системы циркуляции охлаждающей среды, и вращаются в воздухе. Если в целях борьбы с шумом или для защиты от прикосновений они герметизируются, то к ним должно подводиться такое количество охлаждающего воздуха, чтобы нагрев колец от трения и потерь в переходных контактах был как можно ниже и составлял приблизительно 10° С (см. стр. 30).

Возбуждение небольших генераторов производится посредством возбудителей постоянного тока, ротор которых консольно насажен на вал генератора. У более крупных генераторов возбудитель присоединяется эластично, например, посредством зубчатых муфт. Муфту целесообразно электрически изолировать, так что для предотвращения подшипниковых токов не требуется применять никаких дополнительных мер на возбудителе. Крупные возбудители в свою очередь возбуж-

даются от соединенного с ними подвозбудителя.

При мощностях порядка свыше 100—150 *Мв·а* возбудители уже непосредственно к ротору не присоединяются, а приводятся через редукторы с пониженной скоростью вращения. В качестве редукторов применяются как концентричные планетарные передачи, так и цилиндрические зубчатые передачи. При приводе через цилиндрический зубчатый редуктор с расположенными друг над другом осями коллектор возбудителя особенно хорошо доступен для обслуживания щеток. Подвозбудитель может выполняться также в виде нормального генератора переменного тока, в этом случае предпочтительно с самовозбуждением, или в виде генератора с постоянными магнитами, который обеспечивает переменный ток для регулирования напряжения посредством магнитных усилителей. Крупные турбогенераторы возбуждаются часто через возбудительные преобразователи или управляемые выпрямители. Переменный ток подается в этом случае или через трансформатор от зажимов генератора, или от валогенератора, соединенного с турбогенератором. Для избежания применения контактных колец системы возбуждения уже выполнялись в нескольких случаях с вращающимися выпрямителями (диодами) (см. стр. 129).

Турбогенераторы мощностью выше 5000 *кв·а* изготавливаются с ротором, работающим со скоростью выше

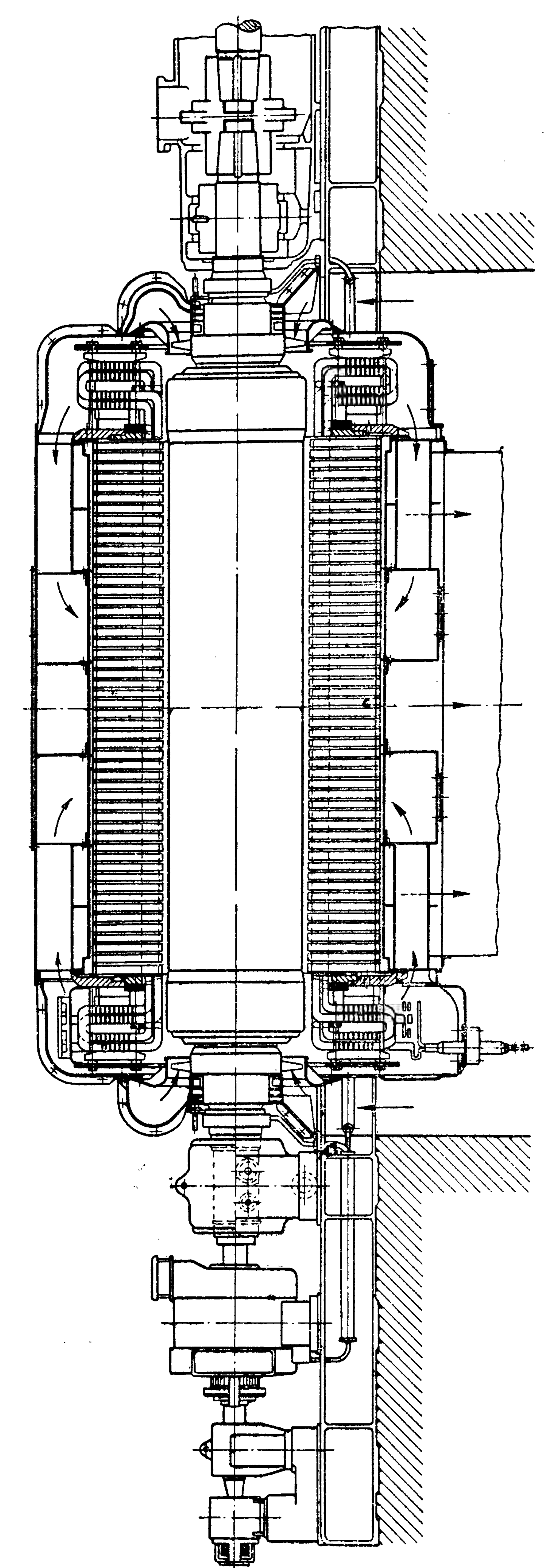


Рис. 3-31. Турбогенератор с радиальными охлаждающими каналами в статоре (многоструйное охлаждение)

первой критической скорости, т. е. они способны проходить через первую изгибную критическую скорость вращения или через первую «присоединительную» критическую скорость вращения, которая приблизительно на 10% выше изгибной критической скорости вращения генератора, вращающегося отдельно (вне агрегата) (см. стр. 438 и рис. 11-18).

Лишь для установок с генераторами с противоположными направлениями вращения принято рассчитывать роторы таким образом, чтобы они работали также при больших мощностях генераторов в «подкритическом» режиме. Это достигается за счет того, что в установках с противоположно вращающимися генераторами каждый из этих генераторов выполняется приблизительно с половинной длиной активной стали.

Для оценки изгибных и крутильных колебаний генератора во всех случаях необходимо исследовать всю многомассовую систему линии вала на изгибные и крутильные критические скорости вращения (см. стр. 411 и далее и стр. 427 и далее).

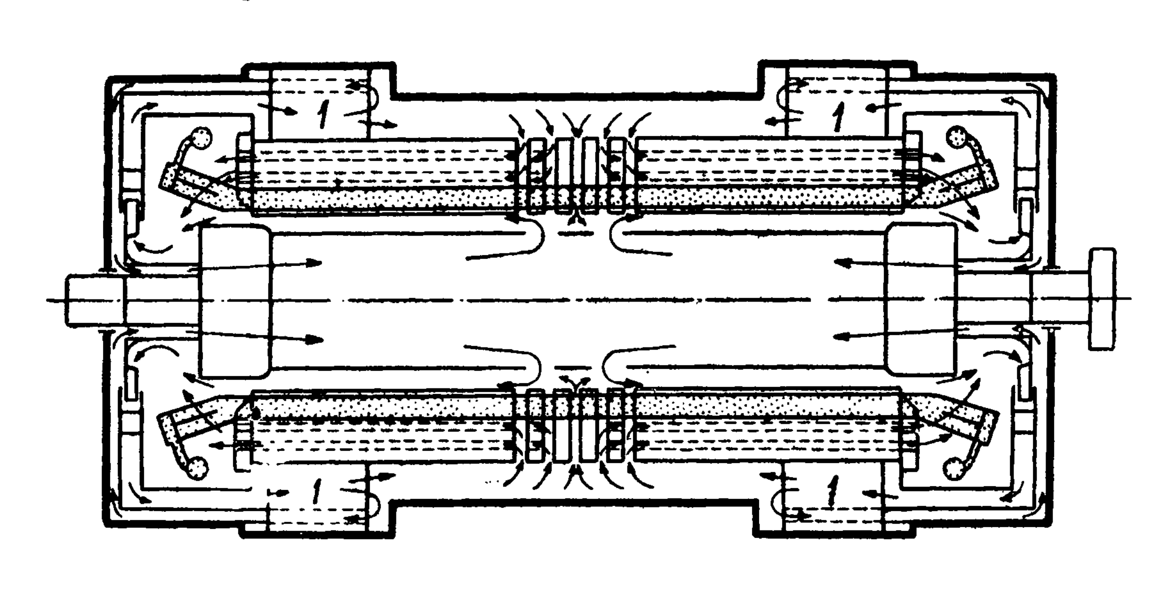


Рис. 3-32. Высокопроизводительное (форсированное) охлаждение турбогенератора
1 — охладители

Статор рассчитывается в соответствии с использованием ротора. Обмотка статора может охлаждаться косвенно, т. е. путем отведения тепла через сталь статора, что является нормальным способом охлаждения при мощностях до 60—150 *Мв·а*, или в более крупных генераторах — непосредственно с помощью газа или жидкости (воды или масла) (см. стр. 125).

Шихтованный пакет активной стали статора (см. также стр. 150 и далее) набирается из листовой электротехнической стали с коэффициентом потерь от 1,7 до 1 *вт*, толщиной 0,5 *мм*, у очень крупных генераторов иногда также из листов толщиной 0,35 *мм* с более низким коэффициентом потерь и в исключительных случаях, в особенности с целью снижения веса, также из листов с ориентированным зерном (текстурой). Обычно листы после штамповки лакируются (см. стр. 151).

Пакет активной стали охлаждается либо по его наружной (увеличенной) и внутренней поверхности, либо же через радиальные (рис. 3-31), а у крупных генераторов через аксиальные охлаждающие каналы (рис. 3-32).

Охлаждающая среда протекает через охлаждающие каналы частично из воздушного зазора радиально наружу и частично в направлении от корпуса радиально внутрь (рис. 3-31), или же охлаждающая среда направляется снаружи в охлаждающие карманы, а оттуда на части окружности — радиально внутрь, а на остальной части окружности — радиально наружу (рис. 3-33).

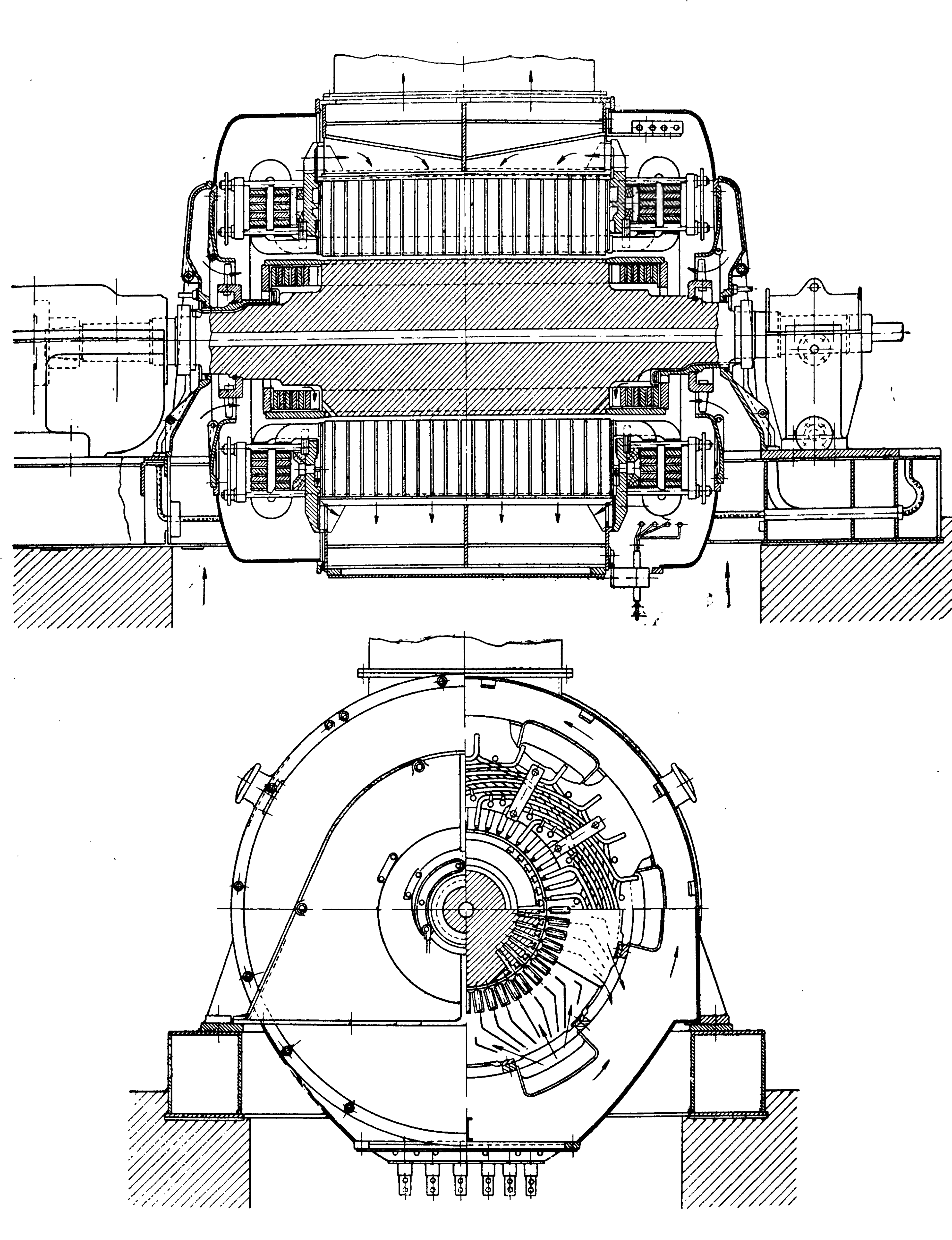


Рис. 3-33. Турбогенератор с газовым охлаждением. Охлаждающая среда проходит через статор по радиальным охлаждающим каналам из воздушного зазора наружу и через охлаждающие карманы радиально внутрь. «Карманная вентиляция»

А. Генераторы с воздушным охлаждением. До внедрения водородного охлаждения воздушное охлаждение применялось при мощностях до 100 *Мв·а*. После введения водородного охлаждения воздушное охлаждение уже почти исключается при мощностях свыше 50 *Мв·а*.

Для передвижных электростанций и газотурбинных электростанций без охлаждающей воды (стационарных или передвижных) применяется протяжная вентиляция с засасыванием воздуха из атмосферы и выбросом нагретого воздуха в атмосферу (часто с фильтрацией свежего воздуха).

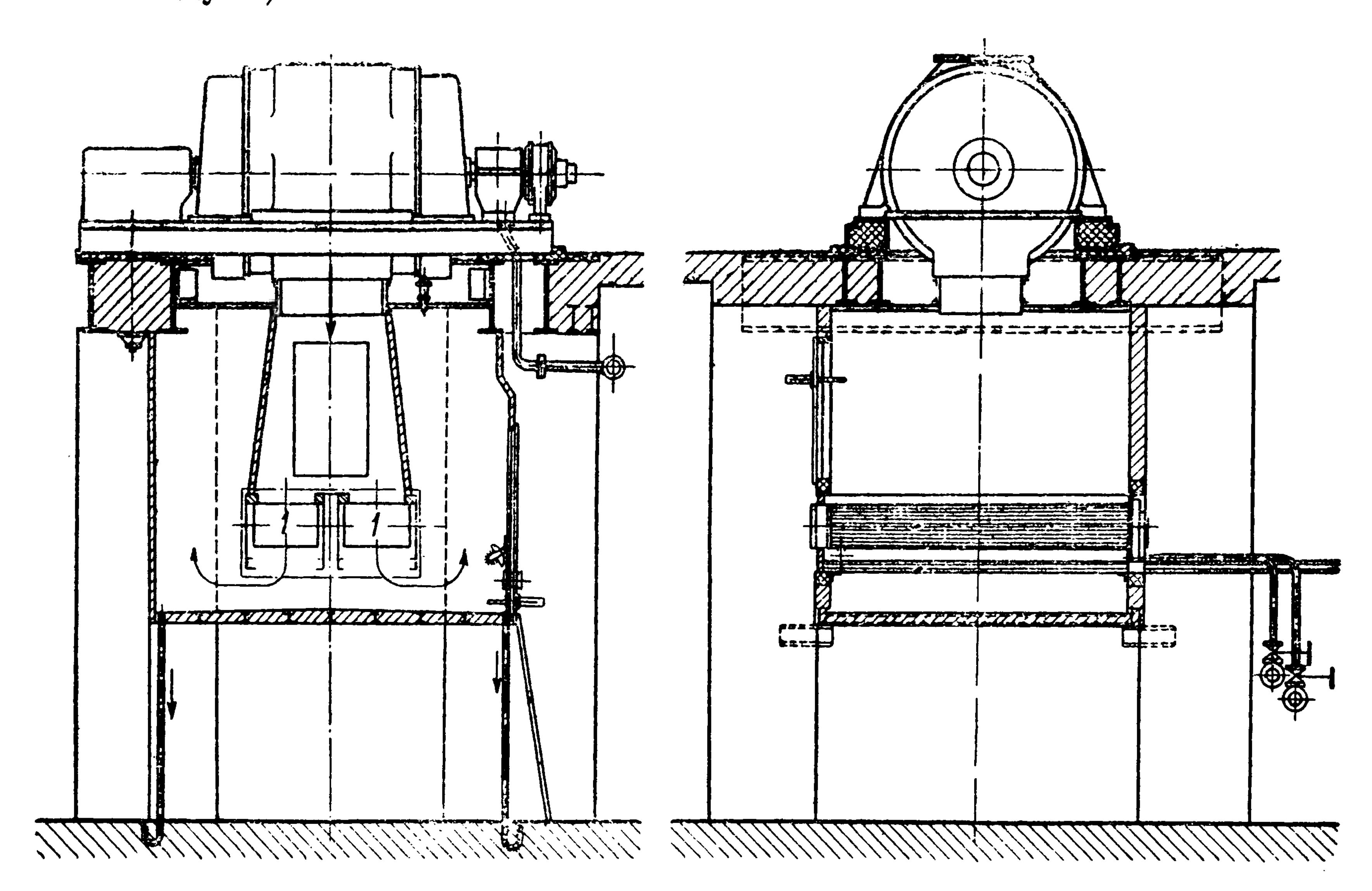


Рис. 3-34. Расположение охладителей под генератором
1 — охладители

На промышленных электростанциях с газовыми или паровыми турбинами, а также на электростанциях коммунального энергоснабжения в настоящее время даже при относительно малых мощностях с целью борьбы с шумом и исключения обслуживания фильтров применяются системы замкнутой циркуляции воздуха с встроенными охладителями (теплообменниками). Охладители часто располагаются под генераторами с воздухонаправляющими устройствами, выполненными частично в виде каналов из листовой стали (рис. 3-34). На газотурбинных генераторных установках, у которых нет конденсационных подвалов, а за последнее время и в паротурбинных генераторах с непосредственным воздушным охлаждением через полые проводники, с целью избежания размещения каналов для охлаждающего воздуха в фундаменте, охладители встраиваются, как у генераторов с водородным охлаждением, непосредственно в генератор (рис. 3-35). Охладители должны быть рассчитаны таким образом, чтобы, когда часть их с целью очистки выводится из эксплуатации, генератор мог длительно выдавать по

крайней мере 2/3 своей номинальной мощности без превышения допускаемых для машины температур. В этом случае температура охлаждающего воздуха может превышать нормальное предельное значение 40° С. Охладители должны рассчитываться на максимальную температуру воды на входе около 32° С и на избыточное давление воды во время работы 1,75 $кГ/см^2$. Они должны подвергаться гидравлическому испытанию под давлением 3,5 $кГ/см^2$. Если расход воды регулируется за охладителем, то охладитель должен рассчитываться на рабочее давление системы водоснабжения и испытываться с удвоенным значением этого давления.

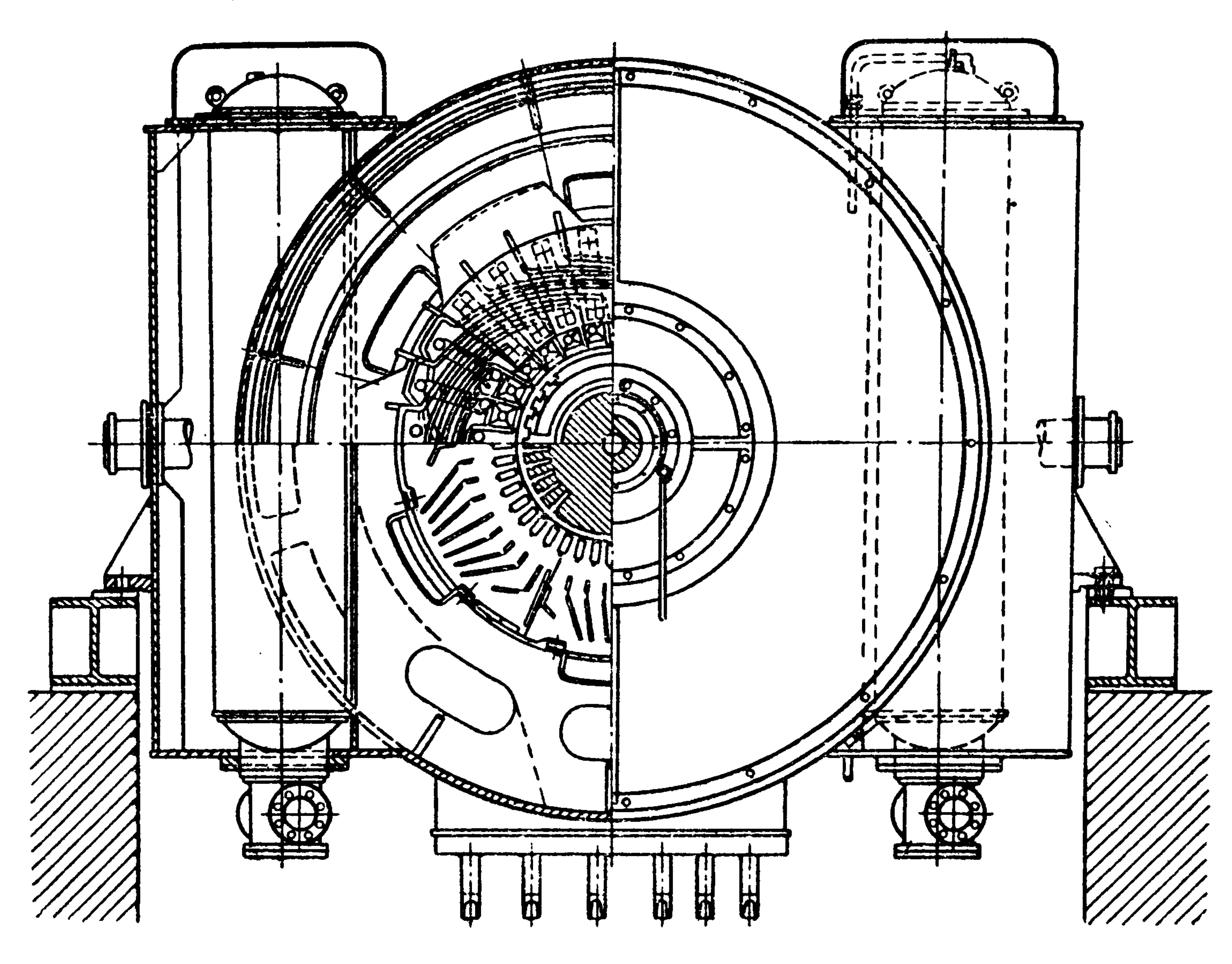


Рис. 3-35. Генератор с встроенным охладителем

При замкнутой системе циркуляции воздуха необходимо путем соединения воздушного контура генератора с наружной атмосферой обеспечить вполне определенное изменение давления в генераторе. Если такое «заземление» выполняется, как это принято в большинстве случаев, на стороне засасывания вентиляционного воздуха, то во всей системе циркуляции воздуха будет создано избыточное давление, падающее от давления за вентилятором до атмосферного давления, т. е. в неплотных местах окружающий воздух не будет поступать в генератор, а наоборот, воздух из генератора будет выходить наружу. Потери воздуха должны пополняться через «заземляющие» отверстия, связывающие полость машины с наружным воздухом. Эти отверстия снабжаются так называемыми дыхательными фильтрами.

Генераторы с воздушным охлаждением имеют обычно самовентиляцию, а именно небольшие генераторы имеют во многих случаях аксиальную вентиляцию с одним центробежным вентилятором, а более

крупные генераторы — симметричную вентиляцию, т. е. с обеих сторон осевые вентиляторы (рис. 3-33). Применяется как отсасывающая (вытяжная), так и нагнетательная (приточная) вентиляция.

Для крупных генераторов, которые охлаждаются воздухом, в исключительных случаях применяется также принудительная (независимая) вентиляция, а именно часто с двумя приводимыми от электродвигателей вентиляторами (рис. 3-36), так как при наличии двух автономных вентиляторов путем отключения одного вентилятора при неполной нагрузке может достигаться более высокий коэффициент полезного действия. В этом случае всегда применяется отсасывающая вентиляция, при которой мощность потерь самих вентиляторов не входит в суммарные потери генератора.

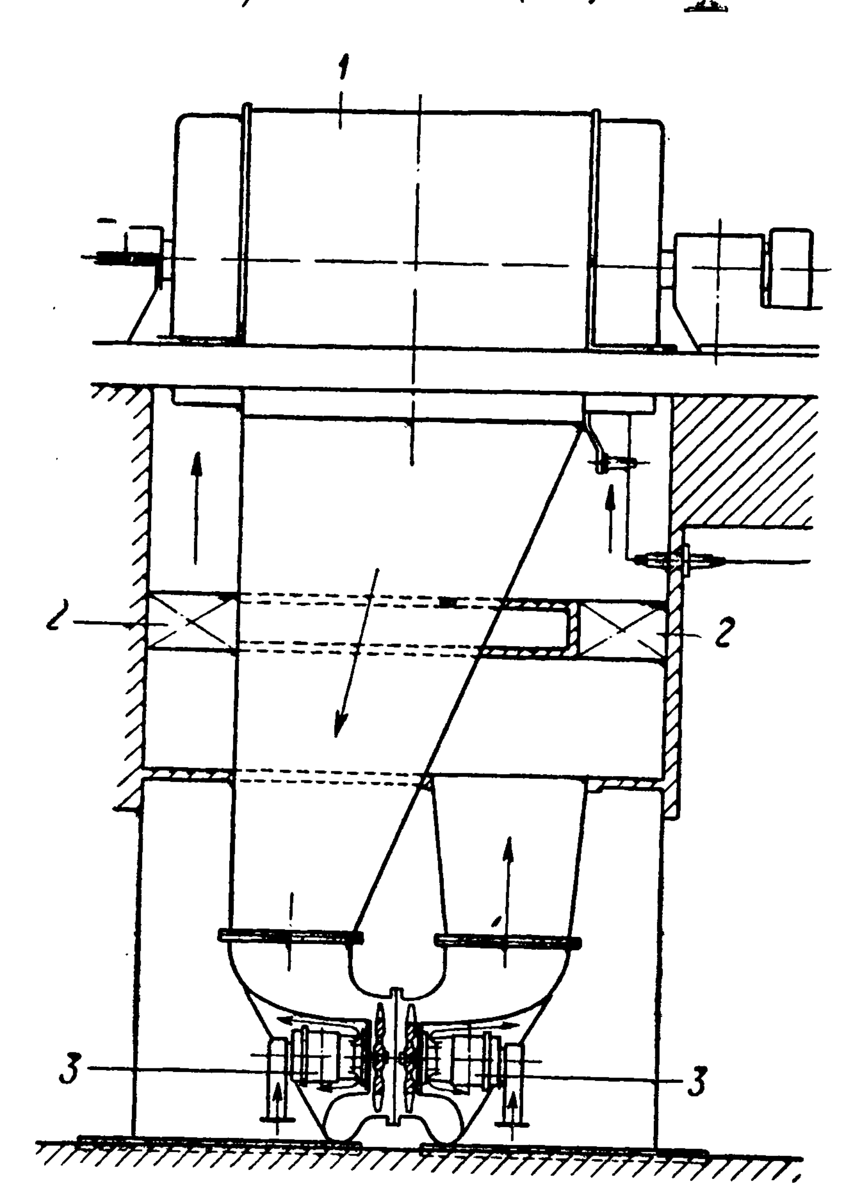


Рис. 3-36. Турбогенератор с принудительной вентиляцией

1 — турбогенератор; *2* — охладители; *3* — вентиляторы

Б. Генераторы с водородным охлаждением. Все крупные турбогенераторы (для 50 *гц* начиная приблизительно с 50 *Мв·а*, а для 60 *гц* — уже с 20 *Мв·а*), за исключением тяговых генераторов на 16 2/3 *гц*, имеют водородное охлаждение. Водородное охлаждение применяется, однако, в отдельных случаях также и на генераторах для 50 *гц* при более низких мощностях — до 30 *Мв·а*. Нормализованные номинальные мощности генераторов с водородным охлаждением по Правилам VDE0530 приведены в следующей таблице:

Мвт	25	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400
Мв·а	31,25	50	62,5	78,75	100	125	156,25	200	235	294	376	470

Физические свойства водорода в зависимости от его чистоты (объемных процентов H_2 в воздухе) приведены в табл. 2-19. Отсюда видно, что вентиляционные потери (пропорциональные давлению или плотности охлаждающей среды) при водородном охлаждении значительно ниже, чем при воздушном охлаждении, а охлаждение благодаря более хорошей теплопередаче сильно улучшается, что позволяет уменьшить габариты генератора.

Так как при применении водорода в качестве охлаждающей среды статор должен быть выполнен газоплотным и взрывостойким, то практически без дополнительных затрат может также применяться водород с повышенным давлением. Наиболее низкое применяемое давление водорода равно 350 *мм вод. ст.*, т. е. имеется избыточное давление над атмосферным 0,035 *кГ/см²*, что приблизительно соответствует практике США, где применяется давление водорода 0,5 фунтов/кв. дюйм. Наибольшее применяемое избыточное давление равно приблизительно 4 *кГ/см²* (около 60 фунтов/кв. дюйм.), а при применении статорных обмоток с непосредственным газовым охлаждением оно может при определенных условиях достигать 6 *кГ/см²*. Повышенное давление водорода особенно эффективно при непосредственном охлаждении меди ротора, так как перегрев меди по отношению к температуре холодного газа складывается только из нагрева газа и перегрева меди относительно газа. Нагрев газа обратно пропорционален весовому количеству охлаждающего газа, протекающего через охлаждающие каналы. Весовое количество возрастает пропорционально статическому давлению газа в генераторе, а коэффициент теплоотдачи также возрастает со статическим давлением газа, правда, несколько слабее, чем по линейной зависимости.

Такой же эффект, как при повышении давления водорода, может быть достигнут также и путем повышения скорости газа в охлаждающих каналах, так как при этом по каналам протекает пропорционально увеличенное весовое количество охлаждающего газа. Повышенная скорость газа также дает более высокий коэффициент теплоотдачи. При применяющемся в настоящее время непосредственном охлаждении меди водородом сам ротор действует как центробежный вентилятор, высота давления (напор) которого определяется диаметрами на входе и выходе газа (см. стр. 496).

При так называемом форсированном охлаждении (super- charged cooling) к собственному давлению ротора последовательно «присоединяется» давление вентилятора, так что при 4—6-кратном общем вентиляционном давлении достигается 3—2 1/2-кратная скорость газа в охлаждающих каналах ротора. Хотя одинаковый эффект охлаждения может быть достигнут путем создания высокого статического давления газа при низкой скорости его протекания или за счет высоких скоростей газа при малых статических давлениях, все же в отношении расхода мощности существует известное оптимальное давление газа. При этом благоприятном давлении потери от трения газа о поверхности вращающихся частей достигают вместе с потерями на подачу газа минимума. При превышении оптимального давления потери от трения газа о поверхности возрастают сильнее, чем убывают потери на подачу газа, а при снижении давления по сравнению с оптимальным, наоборот, приходится повышать расход мощности на подачу газа в большей мере, чем получается снижение потерь от трения газа [1] (рис. 3-37).

---

[1] Neidhöfer G. Optimierung auf kleinste Ventilations-und Stromwärmeverluste bei gasgekühlten Läufern von Großturbogeneratoren. ETZ-A, 86, 1965, 11.

Повышенное статическое давление водорода оказывает влияние на необходимую газоплотность генератора в целом, но вряд ли влияет на требования в отношении взрывобезопасности. Для того чтобы произошло воспламенение, необходимо наличие взрывоопасной смеси кислорода с водородом. Максимальная температура и наиболее высокое давление возникают при двух объемных частях водорода и одной объемной части кислорода, так как эта смесь без остатка сгорает, преобразуясь в воду. Любая другая смесь имеет несгорающий и потому сдерживающий реакцию избыток водорода или кислорода. Кислород может попадать в генератор только в виде кислорода воздуха, т. е. при содержании 20% кислорода в воздухе вместе с 80% азота и углекислого газа. Поэтому максимально взрывоопасная смесь водорода и воздуха возникает при содержании 70% воздуха в водороде.

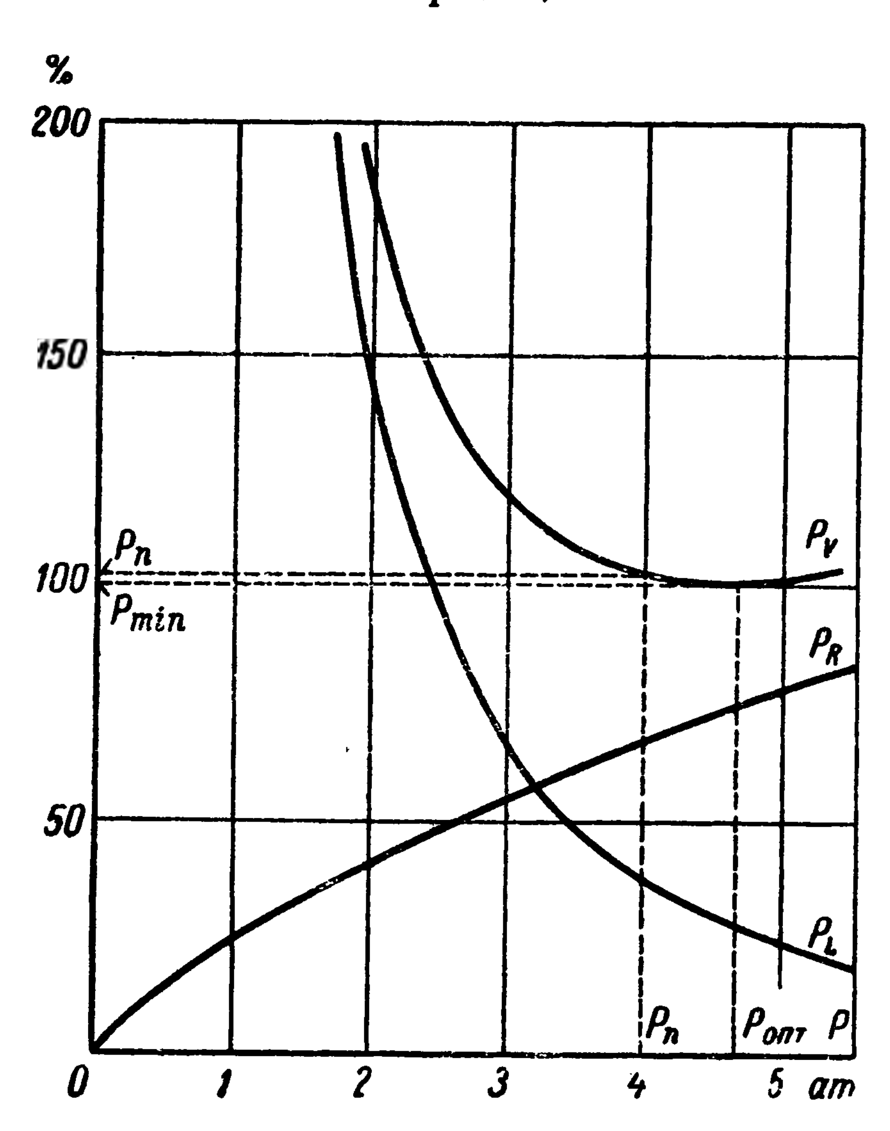


Рис. 3-37. Расход мощности на охлаждение обмотки возбуждения турбогенераторов в зависимости от статического давления газа при расходе газа, постоянно соответствующем неизменному охлаждающему эффекту

P_R — потери от трения газа о поверхность ротора; P_L — расход мощности на подачу охлаждающего газа; $P_V = R_R + P_L$ — вентиляционные потери ротора

В качестве верхней границы взрывоопасности можно принять содержание 74—78, а в качестве нижней границы — содержание 4—8 объемных процентов водорода в воздухе.

Давление взрыва при максимальной воспламеняемости смеси без учета влияния охлаждающих частей составляет около 6 *кГ/см*². Поэтому общепринято испытательное давление для готового статора 10 *кГ/см*², при котором не должны происходить никакие вредные деформации. Так как в емкость, заполненную водородом с избыточным давлением, воздух проникать не может и начнет входить в нее только тогда, когда в результате утечки давление водорода упадет ниже атмосферного, то общепринято считать, что нет никаких оснований при применении повышенных давлений водорода повышать требования к конструкции в отношении ее герметичности.

Поскольку требования в отношении испытательного давления 10 *кГ/см*² все равно заставляют выполнять торцевые закрытия корпуса массивными и сравнительно тяжелыми, то целесообразно использовать эти закрытия одновременно и в виде несущих конструкций для подшипниковых опор, т. е. конструировать турбогенераторы с водородным охлаждением со щитовыми подшипниками. Это оказывает благоприятное влияние на спокойный ход ротора и снижение колебаний статора (см. стр. 446).

Для того чтобы не надо было вне генератора выполнять охлаждающие каналы из расчета на давление 10 *кГ/см²*, охладители (теплообменники) обычно встраиваются в статор. Существуют различные способы расположения охладителей, показанные на рис. 3-38.

Охлаждение обмотки статора производится вплоть до мощностей порядка 100 *Мвт* косвенно, путем отвода тепла в активную сталь статора, а отсюда посредством конвекции в охлаждающий газ.

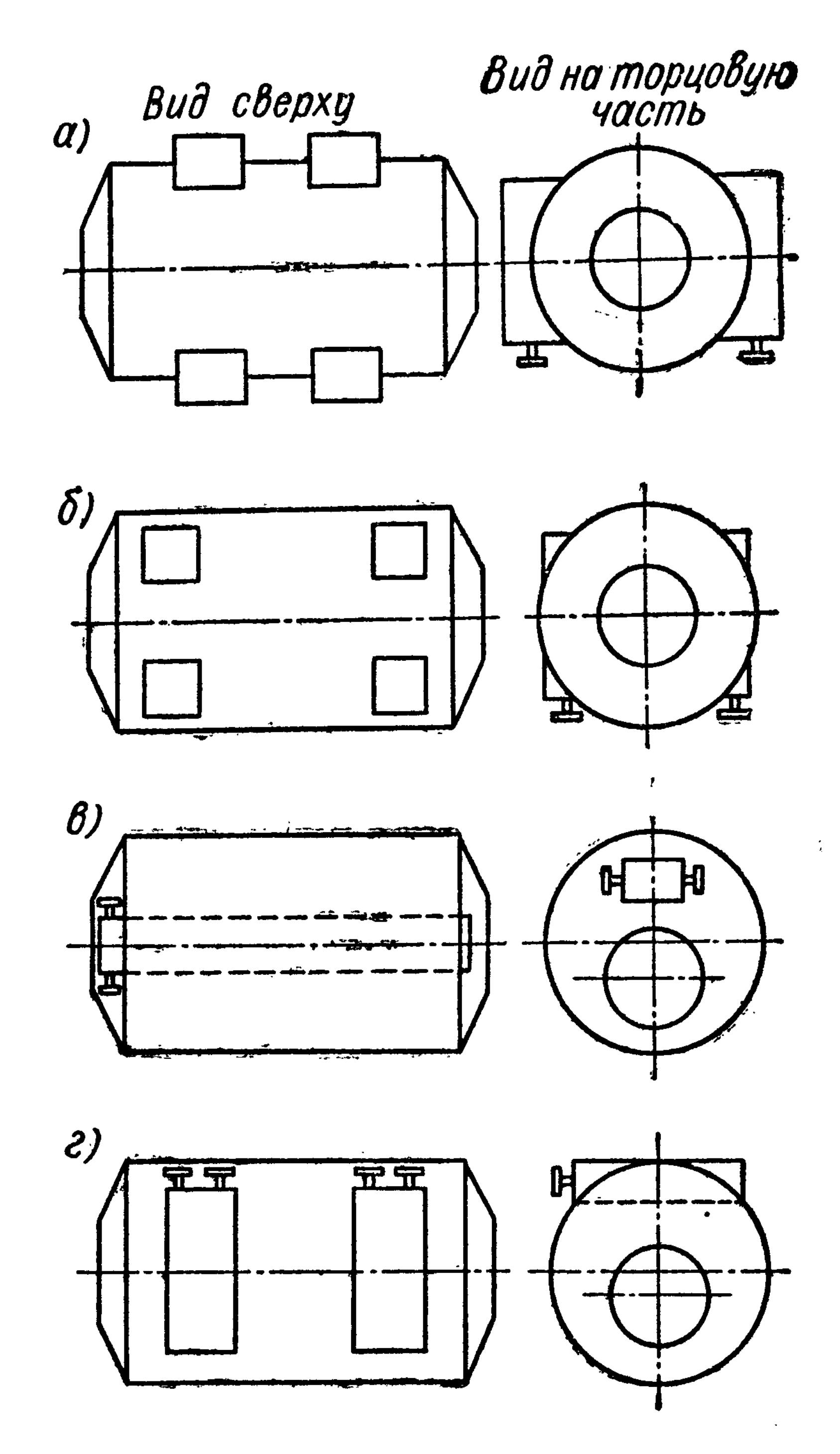


Рис. 3-38. Расположение охладителей в корпусе турбогенераторов: *а* — охладители установлены вертикально в цилиндрическом корпусе статора; *б* — охладители установлены вертикально в торцовых частях статора; *в* — охладители расположены горизонтально вдоль статора; *г* — охладители расположены горизонтально поперек статора

В. Комбинированные системы газового и жидкостного охлаждения. При сравнительно больших мощностях применяется непосредственное охлаждение обмотки статора либо в виде газового охлаждения, либо при мощностях свыше 150 *Мв·а* также и в виде жидкостного охлаждения (маслом или водой). Сечения наиболее часто применяемых конструкций обмоток с газовым и жидкостным охлаждением изображены на рис. 3-39.

Для жидкостного охлаждения применяется масло низкой вязкости (см. табл. 2-20) или чистая вода с электропроводностью от 0,2 до 1 *мксим*.

Вода обеспечивает по сравнению с маслом более хорошее охлаждающее действие (см. табл. 1-12), и при скоростях протекания воды менее 1,5—2 *м/сек* никакой опасности для полых проводников и водоподводящих труб не возникает. С другой стороны, масло имеет преимущество вследствие его изолирующих свойств, в особенности в состоянии покоя, при выходе из строя устройства обеспечения циркуляции охлаждающей среды. В этом случае генератор может оставаться под напряжением, в то время как при водяном охлаждении неподвижная вода в проводниках статорной обмотки, находящейся под напряжением, будет нагреваться, и вследствие этого при падении электрического сопротивления воды, зависящего от температуры, по прошествии сравнительно короткого времени будет необходимо отключение генератора.

Подвод охлаждающей жидкости к стержням обмотки статора осуществляется через изоляционные шланги (Teflon — политетрафторэтилен). Каждый стержень может иметь отдельный подвод или отвод охлаждающей среды, или же несколько стержней могут питаться

последовательно. Схема непосредственного газового охлаждения статорной обмотки генератора (со статорным пазом по рис. 3-39, *в*) с многоступенчатым осевым компрессором для питания длинных статорных стержней показана на рис. 3-40.

Важным конструктивным элементом турбогенераторов с водородным охлаждением являются уплотнения вала, которые отделяют внутреннюю полость, заполненную водородом, от атмосферы в местах выхода вала из корпуса наружу. Применяются две принципиально разные конструкции: радиальные уплотнения и аксиальные уплотнения.

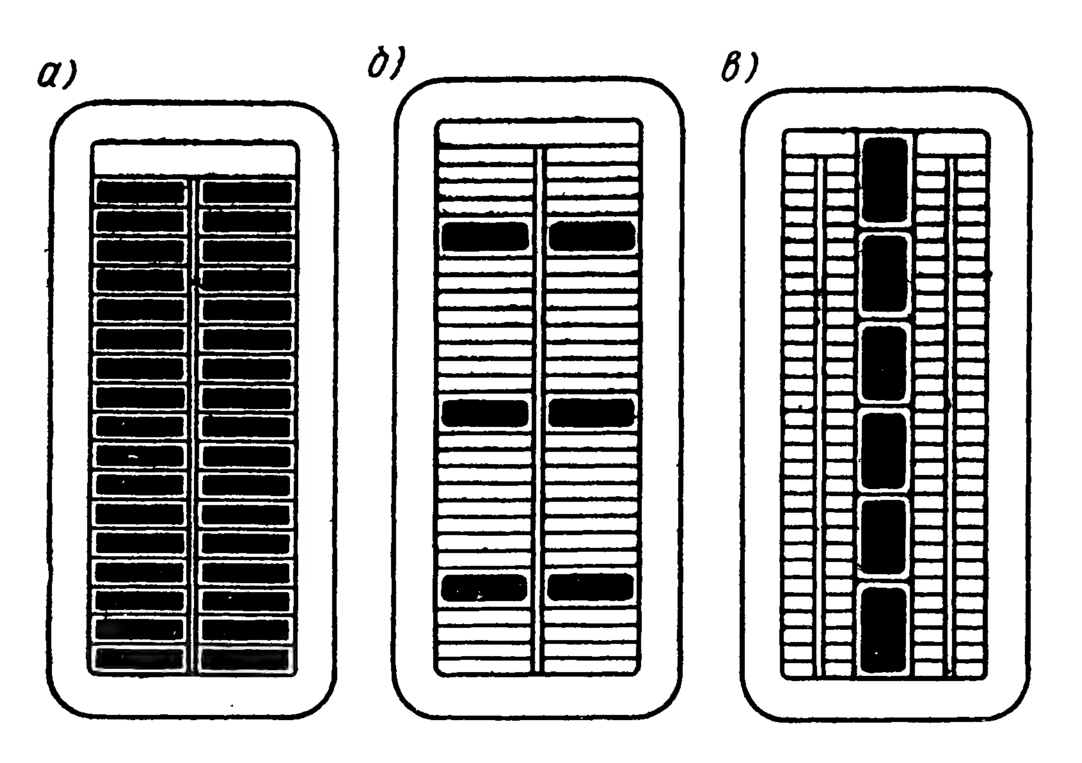


Рис. 3-39. Сечение стержня обмотки статора: *а* и *б* — с жидкостным охлаждением; *в* — с газовым охлаждением

В радиальных уплотнениях (рис. 3-41) к неподвижному, «парящему» на валу уплотнительному кольцу обычно подводится вакуумированное масло, давление которого приблизительно на 0,3 *кГ/см*² выше статического давления водорода в генераторе. Уплотняющее масло проходит через зазор между уплотняющим кольцом и валом в аксиальном направлении в обе стороны, т. е. в сторону водорода и в сторону наружного воздуха.

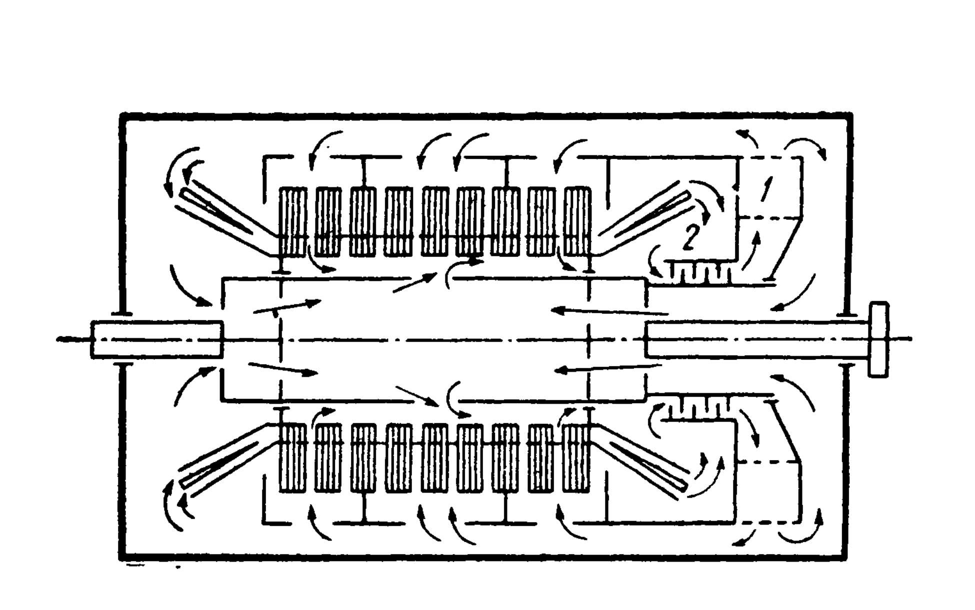


Рис. 3-40. Схема непосредственного газового охлаждения обмотки статора генератора с многоступенчатым осевым компрессором

1 — охладитель; *2* — осевой компрессор

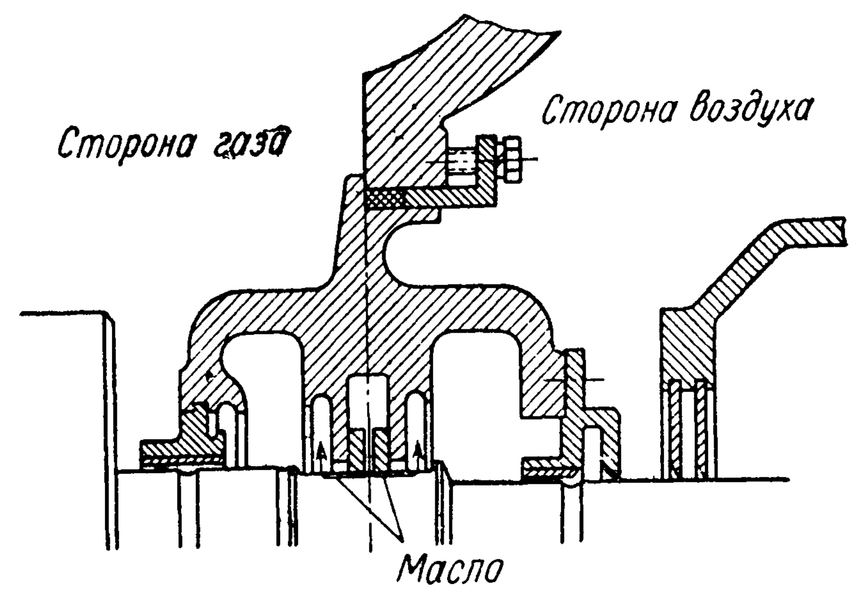


Рис. 3-41. Радиальное уплотнение вала генераторов с водородным охлаждением

На стороне воздуха уплотняющее масло растворяет воздух, а на водородной стороне — водород.

Растворимость водорода в масле при температуре 0—100° С составляет 4—7 объемных процентов, т. е. 4—7 *см*³ водорода (0° С, 760 *мм рт. ст.*) в 100 *см*³ масла, а растворимость воздуха при 0—100° С составляет 8—10 объемных процентов в зависимости от сорта и темпе-

ратуры масла. Количество водорода и воздуха, переходящих в уплотняющее масло, пропорционально давлению. Следовательно, при повышенном давлении водорода в уплотняющем масле будет растворяться соответственно большее количество его.

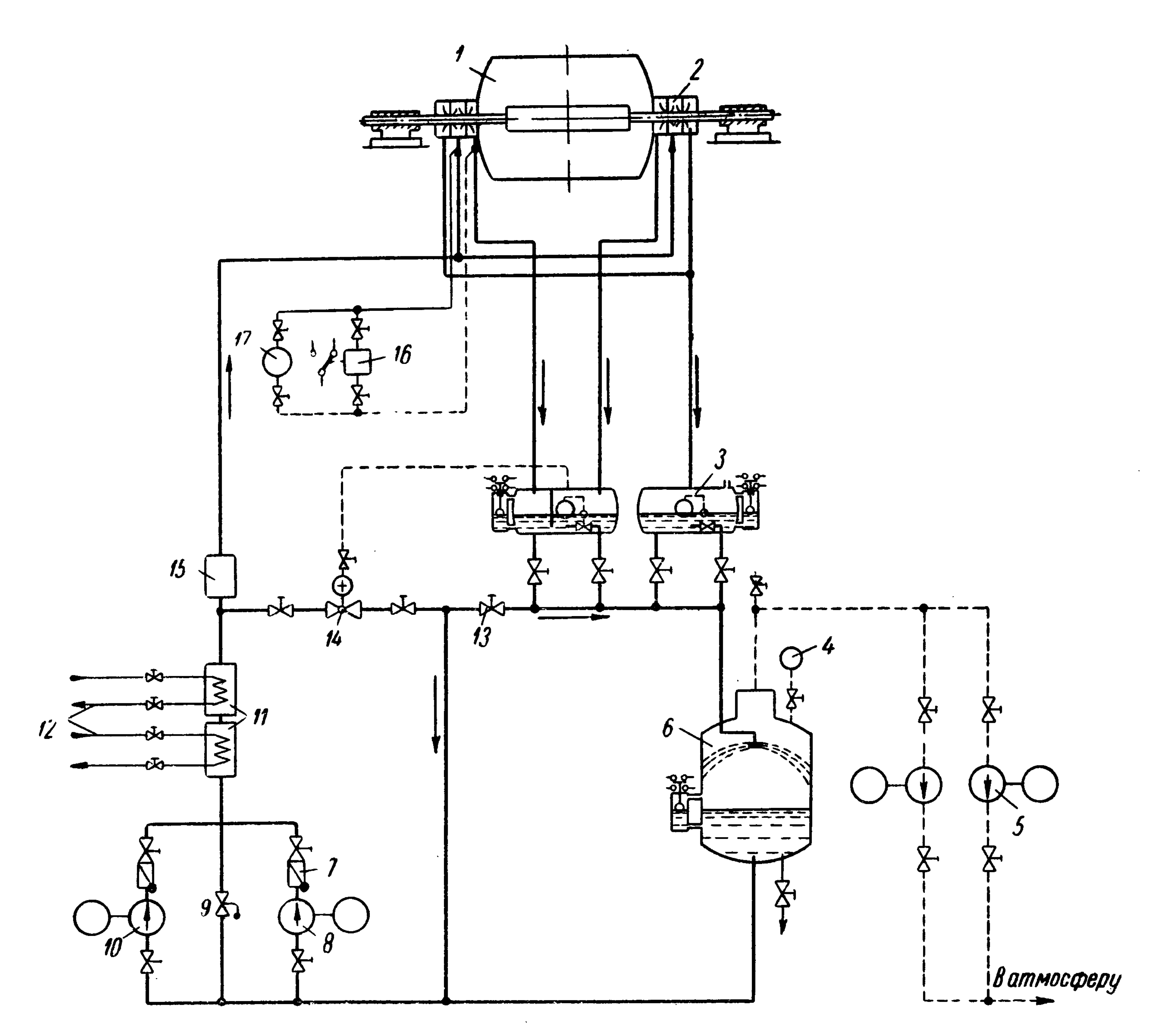


Рис. 3-42. Схема устройства снабжения маслом радиального уплотнения вала генератора с водородным охлаждением

1 — турбогенератор; *2* — уплотнение вала; *3* — дегазационный бак; *4* — вакуумметр; *5* — вакуумные насосы; *6* — вакуумный бак; *7* — невозвратная заслонка; *8* — резервный насос; *9* — редукционный (предохранительный) клапан; *10* — главный насос; *11* — охладитель; *12* — охлаждающая вода; *13* — запорный клапан; *14* — клапан регулирования давления; *15* — фильтр; *16* — моностат дифференциального давления; *17* — дифференциальный манометр

Соответствующая зависимость для текущих сред выражается уравнением

$$V_{H_2} = LQp, \tag{3-3а}$$

где V_{H_2} и Q — в *дм³/сек*; L — в 1/ (*кГ/см²*); p — в *кГ/см²*, или в практических единицах

$$V_{H_2} = 1{,}44LQp, \tag{3-3б}$$

где V_{H_2} — в *м³/сут*; Q — в *л/мин*; L — в 1/*ат*; p — в *ат*; L — постоянные пропорциональности, причем для водорода в масле $L = 0{,}04 \div 0{,}07$ 1/*ат* и для воздуха в масле $L = 0{,}08 \div 0{,}10$ 1/*ат*.

Содержащее воздух и водород масло уплотнений направляется через успокоительный бак в вакуумный бак, дегазируется там с помощью вакуумных насосов и затем через охладители и фильтры снова подводится к уплотнениям (рис. 3-42). Так как уплотнения должны быть всегда, в том числе и при невращающемся генераторе, заполнены маслом (в состоянии покоя генератора через зазор между неподвижным валом и уплотняющим кольцом протекает, правда, меньше масла), принято иметь для каждого электродвигателя и насоса резерв, который автоматически включается при отказе основного насоса.

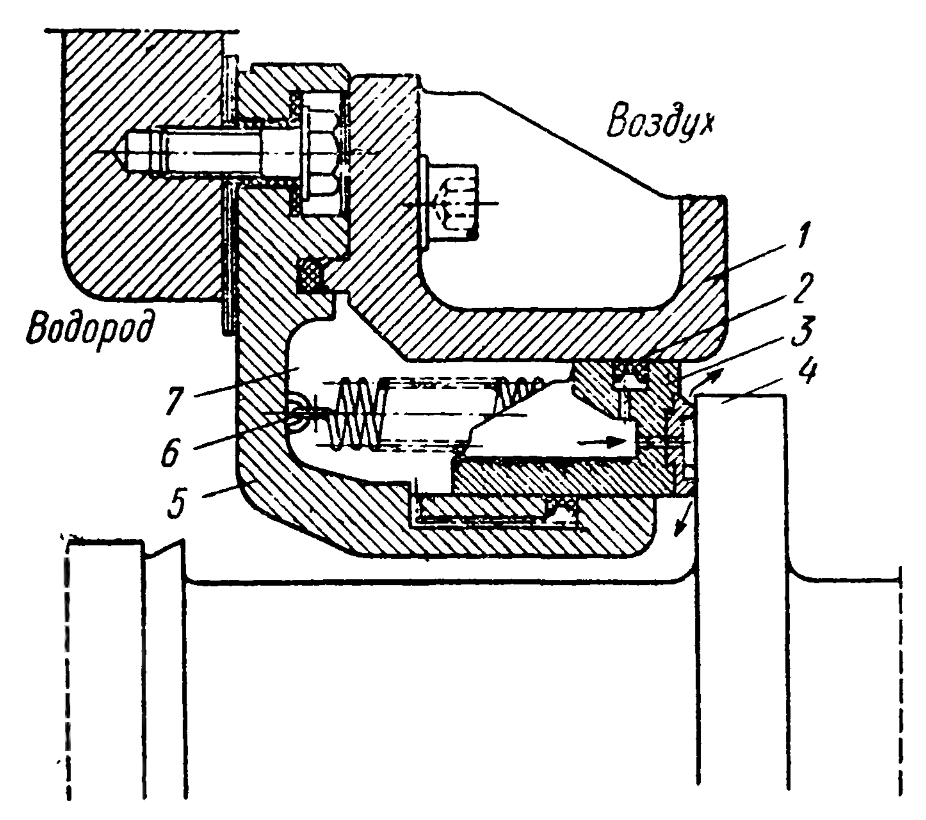


Рис. 3-43. Аксиальное уплотнение вала

1 — корпус уплотнения; *2* — манжета; *3* — уплотняющее кольцо; *4* — буртик вала; *5* — направляющие уплотнения; *6* — натяжная пружина; *7* — полость масла под давлением

В аксиальных уплотнениях (рис. 3-43) подвод уплотняющего масла устроен таким образом, что при работе генератора, противодействуя центробежной силе, на сторону водорода внутрь проходит лишь минимальное количество масла, в то время как масло на стороне воздуха действует практически только как охлаждающее. Такое устройство позволяет иметь значительно более простую установку для уплотняющего масла. Этому противоречит, однако, то, что, уплотнения должны быть подвижны в аксиальном направлении вместе с валом и его тепловыми удлинениями, которые могут составлять несколько миллиметров. Так как в случае применения этой системы уплотнения можно обойтись без вакуумирования масла, то устройство снабжения уплотнений вала маслом может выполняться значительно более простым (рис. 3-44).

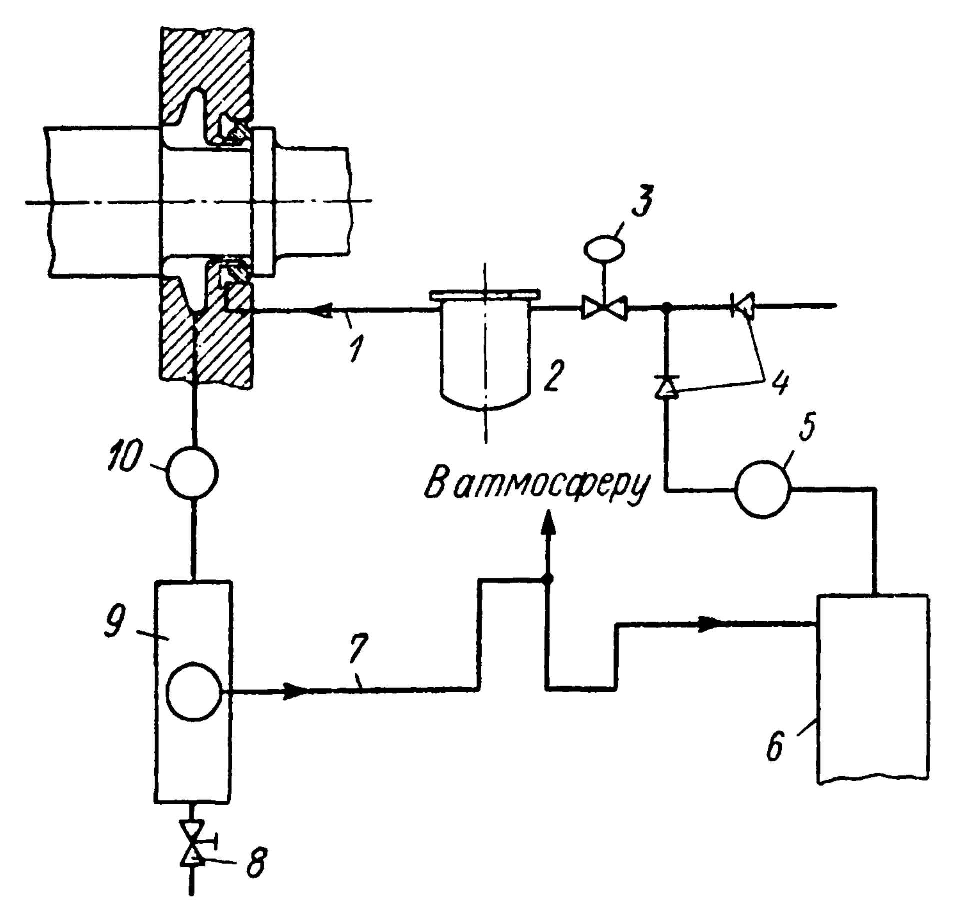


Рис. 3-44. Принципиальная схема устройства снабжения маслом аксиального уплотнения вала генератора с водородным охлаждением

1 — подвод масла; *2* — фильтр; *3* — регулятор давления; *4* — невозвратный клапан; *5* — масляный насос; *6* — коллектор; *7* — сток масла; *8* — спускной клапан; *9* — дегазационный бак; *10* — смотровое стекло для контроля циркуляции масла

Кроме системы снабжения маслом, турбогенераторы с водородным охлаждением должны иметь также и водородное хозяйство, которое при падении чистоты или давления водорода автоматически подает в генератор свежий водород. Расход водорода коле-

бляется в зависимости от величины генератора и давления водорода от 0,5 до 12 $м^3$ в сутки. Так как при заполнении генератора водородом и его опорожнении водород не должен приходить в соприкосновение с воздухом, то в качестве промежуточного газа при этих операциях применяется углекислый газ.

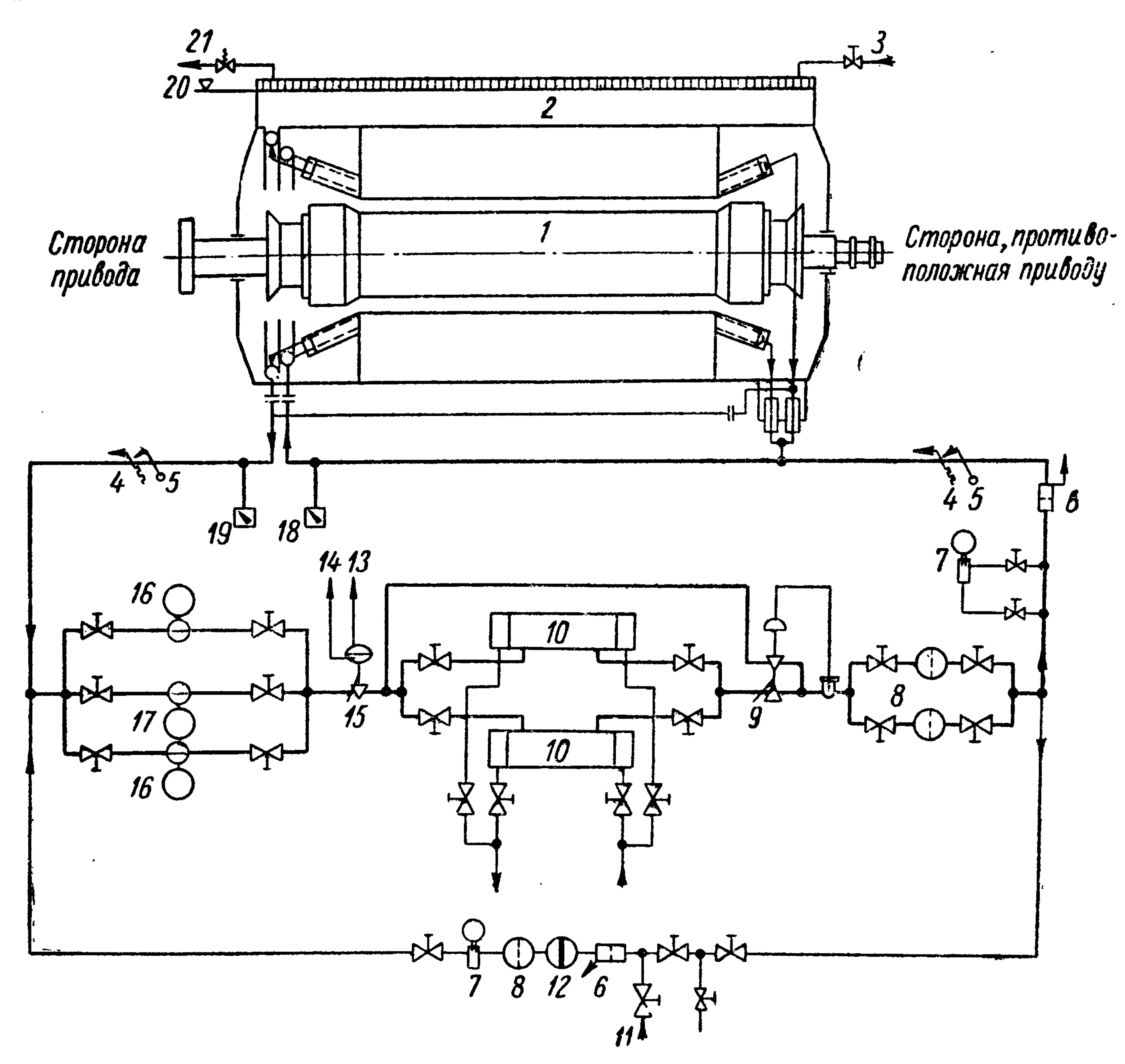


Рис. 3-45. Принципиальная схема устройства снабжения генератора охлаждающей водой

1 — генератор; *2* — напорный бак; *3* — трубопровод подвода воды; *4* — термоэлемент; *5* — термометр; *6* — расходомер; *7* — элемент для измерения электропроводности охлаждающей воды; *8* — фильтр; *9* — клапан регулирования температуры; *10* — охладитель; *11* — присоединение для заполнения системы водой; *12* — ионообменник; *13*; *14* — трубопровод датчиков давления воды; *15* — клапан регулирования давления; *16* — насосный агрегат переменного тока; *17* — насосный агрегат постоянного тока; *18* — манометр на входе в обмотку; *19* — манометр на выходе из обмотки; *20* — указатель уровня; *21* — трубопровод отвода воды

В зависимости от режима заполнения — в состоянии покоя генератора или в эксплуатации — необходимое количество углекислого газа различно.

Схема снабжения обмотки статора водой при водяном охлаждении показана на рис. 3-45.

3-7. Возбудители переменного тока с вращающимися выпрямителями

Идея замены коллектора, т. е. механического выпрямителя, не требующим ухода статическим выпрямителем, который вращается вместе с валом и делает излишними контактные кольца, была претворена в жизнь после создания мощных кремниевых выпрямителей.

В настоящее время для всего диапазона мощностей синхронных генераторов, от аварийных агрегатов до турбогенераторов предельной мощности, изготавливаются вращающиеся полупроводниковые выпрямительные устройства мощностью от нескольких киловатт до 2000 *квт* и выше.

У машин малых и средних мощностей возбудитель и выпрямитель могут монтироваться консольно на свободном конце вала, причем возбудитель располагается вблизи подшипника, а выпрямители нахо-

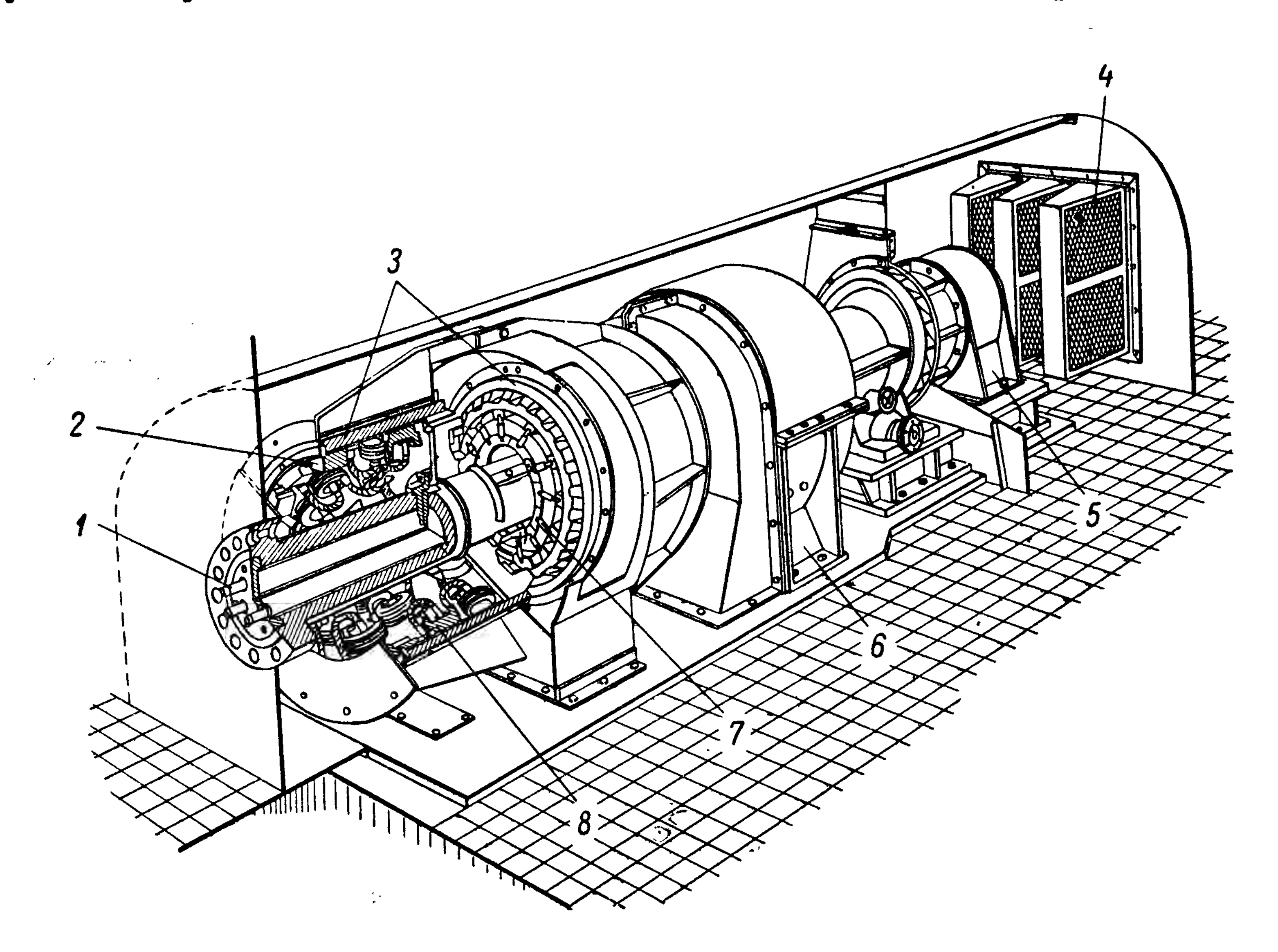


Рис. 3-46. Возбудительный агрегат 600 *квт* с вращающимися выпрямителями

1 — токоотвод к обмотке ротора; *2* — *RC*-блок (резисторно-емкостное звено); *3* — выпрямители; *4* — воздушный фильтр; *5* — подвозбудитель с постоянными магнитами; *6* — возбудитель переменного тока; *7* — плавкий предохранитель; *8* — охлаждающий элемент с кремниевым диодом

дятся на самом конце вала и питают непосредственно выводы обмотки возбуждения.

Устройство, в котором возбудитель переменного тока и подвозбудитель с постоянными магнитами на полюсах, а также комплект выпрямителей объединены в единую группу для присоединения на одном подшипнике к генератору, изображено на рис. 3-46 и 3-47.

Другое устройство, в котором возбудитель переменного тока встроен в двухподшипниковый генератор, а вращающиеся выпрямители установлены на валу консольно, показано на рис. 3-48. Эта конструкция особенно удобна в том случае, если для возбуждения возбудителя переменного тока не применяется генератор с постоянными магнитами на полюсах, а возбуждение осуществляется от зажимов генератора через управляемые выпрямители.

Возбудитель переменного тока, выполняемый обычно трехфазным, с вращающимися выпрямителями в противоположность возбудителю

переменного тока со статическими полупроводниковыми выпрямителями, аналогичен по своей принципиальной конструкции выпрямителю постоянного тока с той лишь разницей, что вместо коллектора у него имеется выпрямительное кольцо с закрепленными на охлаждающих элементах полупроводниковыми элементами и соответствующими защитными деталями.

Рис. 3-47. Устройство с вращающимися выпрямителями

1 — подвозбудитель с постоянными магнитами; *2* — возбудитель переменного тока; *3* — вращающиеся выпрямители и защитные элементы; *4* — генератор переменного тока

Главный возбудитель возбуждается либо установленным на том же валу генератором с постоянными магнитами на полюсах через управляемые полупроводниковые вентили или магнитные усилители, либо же его обмотка возбуждения питается от вспомогательной сети или от зажимов главного генератора.

Конструкция вращающегося выпрямителя должна удовлетворять следующим требованиям:

а) устойчивость против действия сил инерции;

б) легкая доступность для монтажа и демонтажа полупроводниковых элементов;

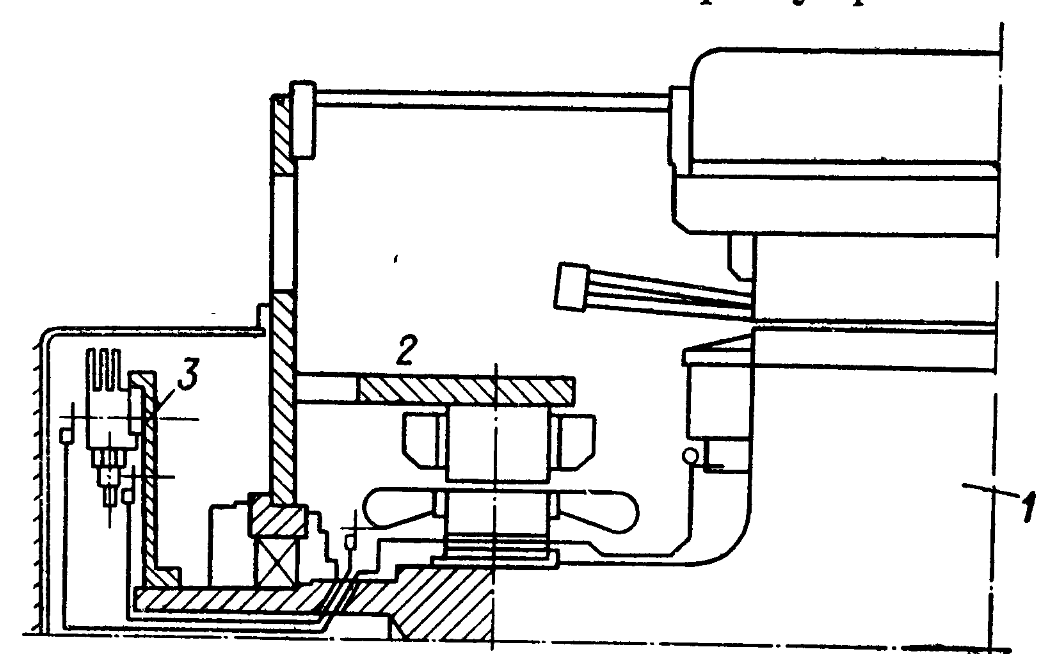


Рис. 3-48. Возбудитель переменного тока с консольным расположением вращающихся выпрямителей

1 — главный генератор; *2* — возбудитель переменного тока; *3* — вращающиеся выпрямители и защитные элементы

в) надлежащие условия для входа и выхода охлаждающего воздуха;

г) минимальное число переключаемых соединений;

д) целесообразное расположение защитных элементов, как, например, RC-контуров (резистивно-емкостных звеньев) и предохранителей.

В зависимости от типа и скорости вращения установки вращающихся полупроводниковых элементов необходимо обеспечить стойкость их против разрушающего действия ускорений от нескольких сотен до $6000g$ ($g = 9{,}81$ *м/сек*^{2}).

Охлаждающие элементы из легкого металла, которые в свою очередь по отдельности или в виде объединенных групп изолированно крепятся в одном или нескольких Г- или Т-образных несущих кольцах, обеспечивают быстрый и равномерный отвод тепловых потерь.

Предпочтительное применение получает набранная на диодах трехфазная мостовая схема, которая обеспечивает как наиболее благоприятное использование возбудительного генератора, так и сокращает до минимума нагрузку полупроводников по напряжению в направлении запирания. Возможны также и другие выпрямительные схемы с применением управляемых полупроводниковых вентилей вместо диодов, при которых так же, как и при возбудителях постоянного тока, можно добиться быстрого изменения направления потока энергии для экстренного гашения главного поля синхронного генератора.

Упрощение конструктивного исполнения, в особенности при комбинированной последовательно-параллельной схеме соединения выпрямительных элементов, обеспечивается путем применения элементов с переменной полярностью на корпусе.

Вращающиеся полупроводниковые выпрямители должны рассчитываться в электрическом отношении таким образом, чтобы как короткое замыкание, так и вызванный помехами кратковременный асинхронный режим работы главного генератора не могли повредить устройства возбуждения. Поэтому следует стремиться к тому, чтобы в главном генераторе имелись эффективные демпферные контуры.

В крупных выпрямительных устройствах перед полупроводниковыми элементами включаются соответственно подобранные предохранители. При потере запирающей способности одного элемента они селективно отключают ветвь с коротким замыканием, чтобы другие ветви не подвергались опасности и чтобы можно было избежать перерыва работы генератора. Срабатывание предохранителей во многих случаях автоматически сигнализируется.

Глава четвертая

МАШИНЫ ПОСТОЯННОГО ТОКА

4-1. Генераторы постоянного тока

А. Генераторы для агрегатов Леонарда. Это классические машины постоянного тока для регулируемых приводов. Они имеют простую конструкцию (рис. 4-1), как это выше подчеркивалось вообще для всех машин постоянного тока.

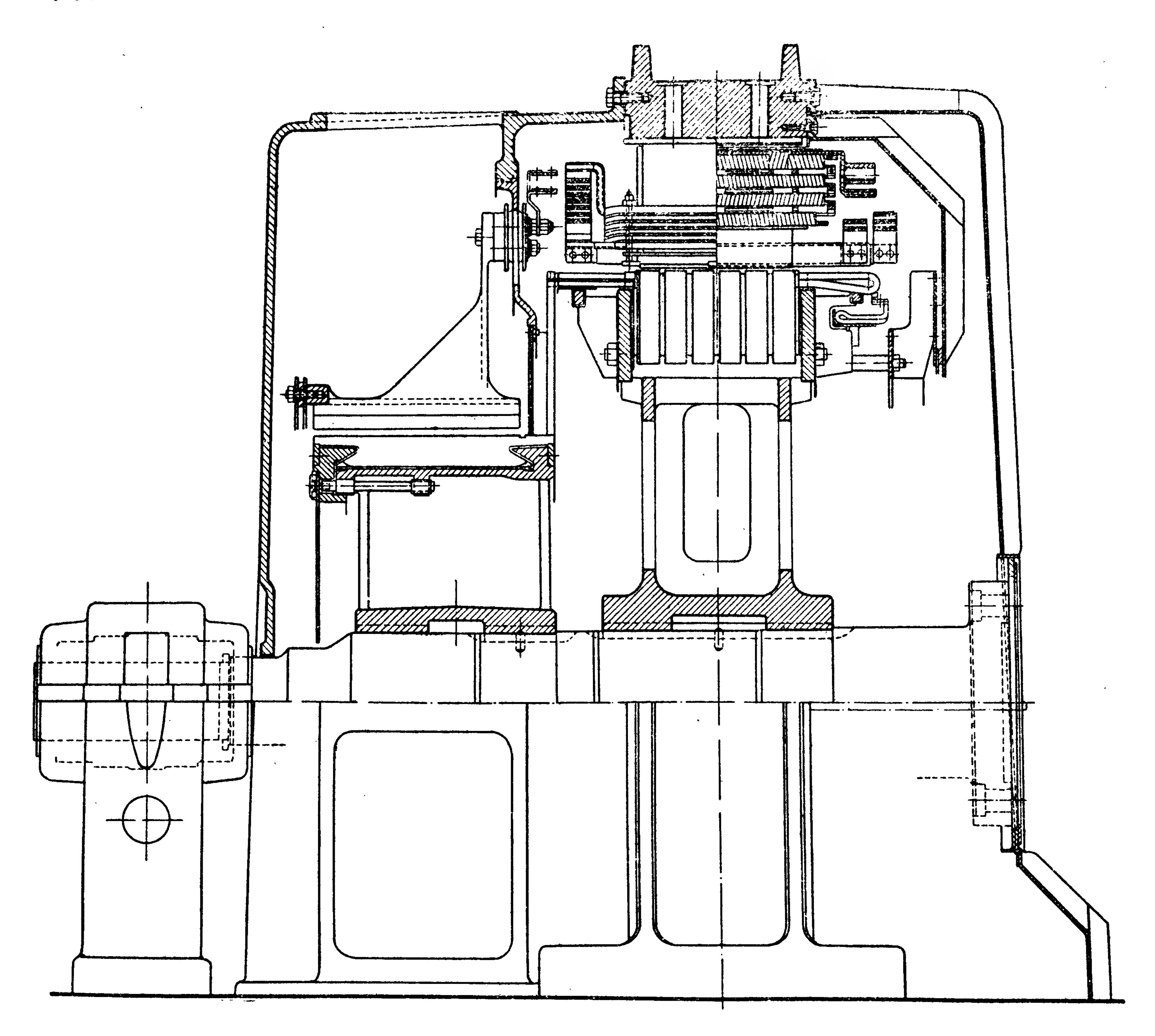


Рис. 4-1. Конструкция машины постоянного тока

При проектировании машин постоянного тока выбор числа полюсов является в известных пределах свободным и зависит от экономических и технических факторов. Если выбирается небольшое число полюсов, то в соответствии с большими магнитными силовыми потоками магнитная станина и сердечник ротора будут в радиальном направлении более толстыми, а следовательно, и более тяжелыми, при

заданном диаметре получается также и больший маховой момент. Машина с большим числом полюсов более дорогая, но имеет меньший вес и, что особенно важно для быстро разгоняющихся приводов с ослаблением поля и регулируемым импульсным (ударным) возбуждением, соответственно меньший маховой момент и более низкие трансформаторные напряжения в коммутируемых витках. Большое число полюсов выгодно также и для машин, рассчитанных на большую силу тока, так как ввиду соответственно большего числа параллельных ветвей цепи тока ротора и щеточных болтов коллектор может выполняться более коротким.

На рис. 4-2 [1] представлена взаимосвязь между некоторыми физическими величинами.

Угольные щетки подвергаются при переменном режиме работы сильно перемежающимся нагрузкам, ввиду чего часто применяются реактивные (наклонные) щеткодержатели (см. стр. 250). Щеткодержатели закреплены на бракетах или щеточных болтах, которые в связи со склонностью обесточенных щеток к дребезжанию должны выполняться вибропрочными. Щетки располагаются обычно по осям главных полюсов.

Б. Генераторы для токов большой силы. Эти генераторы применяются в первую очередь для электролиза. В настоящее время они в значительной мере заменяются контактными преобразователями или выпрямителями. Эти машины, у которых ток из расчета на один щеточный бракет доходит приблизительно до 1000 *а*, имеют так называемые сдвоенные коллекторы, в которых каждая пластина одного коллектора соединена с соответствующей пластиной другого коллектора посредством гибких вставок — «петушков». Пример исполнения такого генератора показан на рис. 4-3.

В. Дизель-генераторы. Наряду с трехфазными аварийными дизель-генераторами для той же цели применяются также дизель-генераторы постоянного тока. Основная область применения дизель-генераторов постоянного тока — это суда и другие дизель-электрические транспортные средства. Наиболее важная конструктивная особенность дизель-генераторов постоянного тока заключается в том, что посадка листов активной стали ротора на валу или на втулке ротора должна соответствовать высоким механико-динамическим требованиям, обусловливаемым импульсами вращающих моментов дизеля. Поэтому применяется либо большое число призонных круглых шпонок в соответствии с рис. 6-15, либо же тангенциальная заклиновка согласно рис. 6-18, *а*. Те же принципы справедливы и для крепления коллектора и нажимных дисков ротора. Поэтому коллектор крепится предпочтительно на втулке ротора, а коллекторные петушки (см. стр. 290) соединяются между собой шнуровыми бандажами или заливаются, например, эпоксидной смолой. Еще лучше вообще избегать применения коллекторных петушков и впаивать обмотку якоря непосредственно в коллектор. На рис. 4-4 изображен железнодорожный тяго-

---

[1] Lämmerhirdt E. H. Entwicklung moderner Gleichstrommaschinen, VDI-Fachberichte, 22, 1962, S. 135.

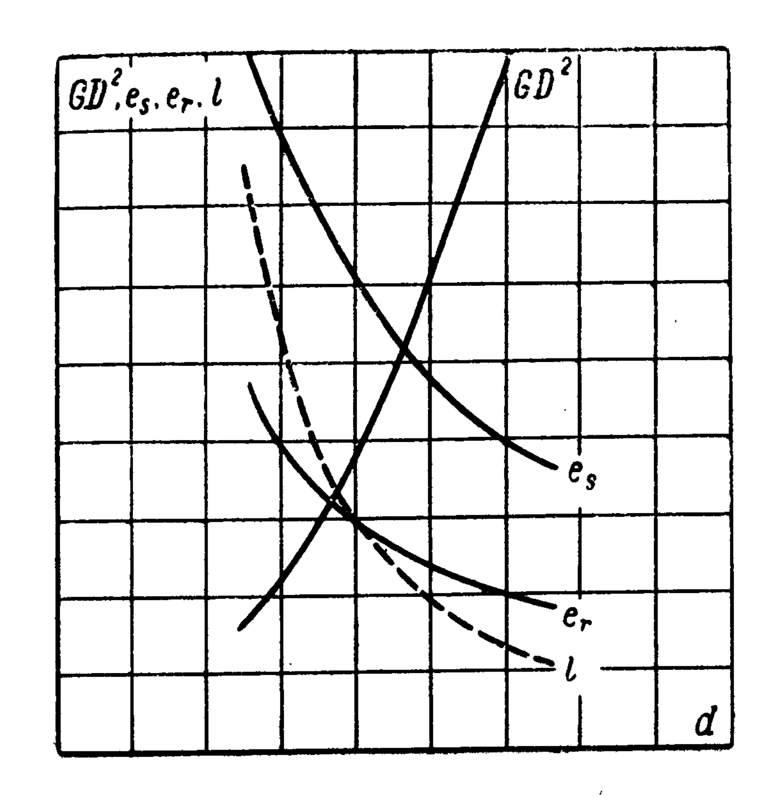


Рис. 4-2 Влияние основных размеров малых и средних машин постоянного тока на их характеристики $M \sim d^2 l = \mathrm{const}$

M — вращающий момент; d — диаметр якоря; l — длина активной стали якоря; GD^2 — маховой момент ($\sim d^4 l$); e_s — напряжение между соседними коллекторными пластинами ($\sim dl$); e_r — реактивное напряжение ($\sim dl$)

Вход воздуха

Выход воздуха

Вход воздуха

Рис. 4-3. Машина с двойным коллектором, рассчитанная на большую силу тока

вый дизель-генератор, у которого, как это часто бывает принято у таких машин, корпус вспомогательного генератора встроен в полость главного генератора, внутрь его коллектора.

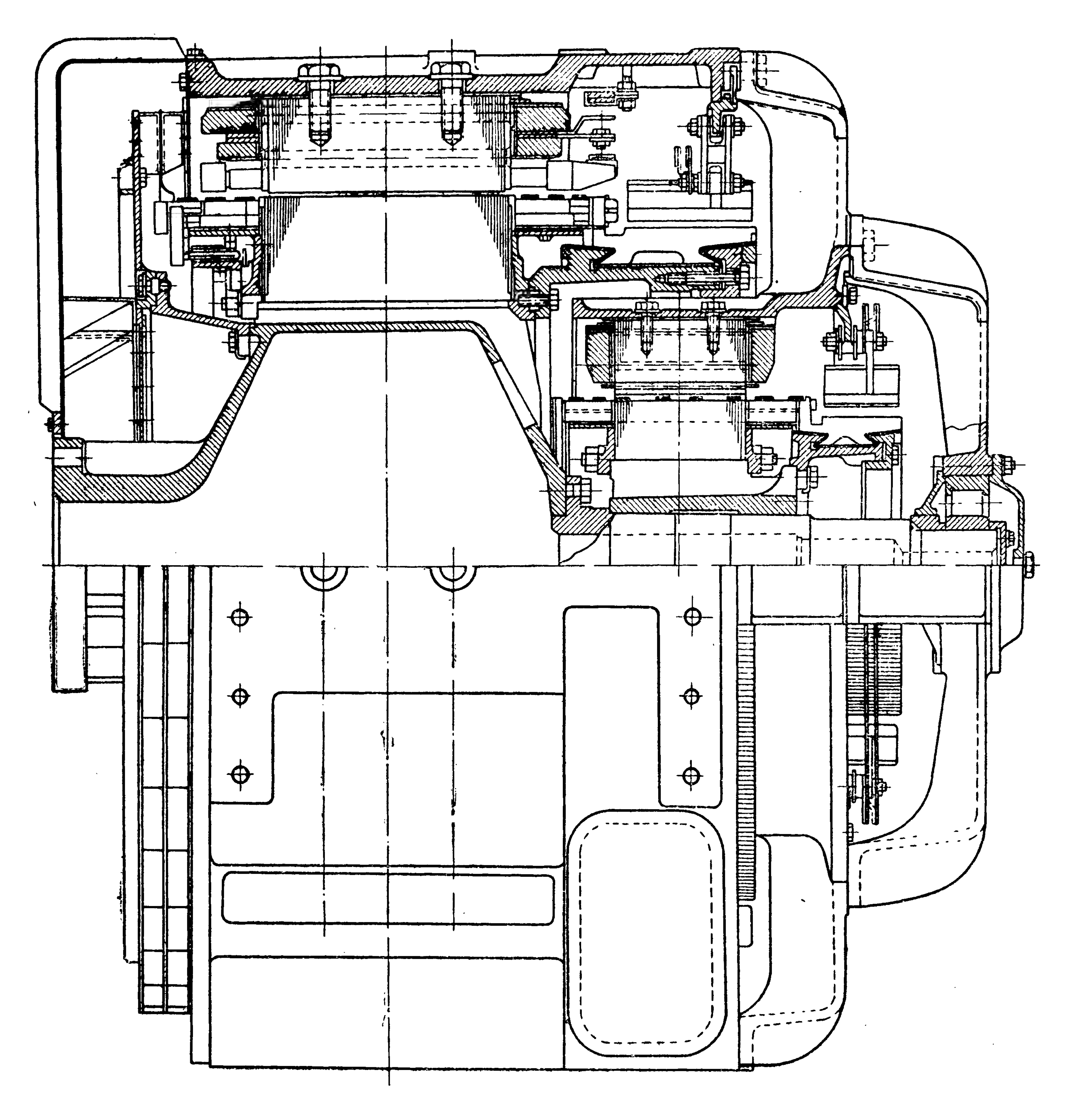


Рис. 4-4. Тяговый дизель-генератор со встроенным внутри коллектора вспомогательным генератором

4-2. Электродвигатели постоянного тока

А. Нормальные электродвигатели в открытом и закрытом исполнении. Электродвигатели (переменного и постоянного тока) с высотой оси от 56 до 315 *мм* нормализованы рекомендациями МЭК 72-1 [1]

[1] IEC-Publication 72-1, edition 1959. Recommendations for the dimensions and output ratings of electrical motors with shaft heights between 56 and 315 millimeters ($2^5/_8$ and $12^1/_2$ inches).

в отношении их присоединительных размеров. Сюда относятся малые электродвигатели постоянного тока с высотой оси от 112 до 315 *мм* и с установленным в той же публикации диапазоном мощностей от 5 до 300 *квт*, которые выполняются, как правило, четырехполюсными. Меньшие электродвигатели (микродвигатели) с высотой оси от 56 до 100 *мм* выполняются обычно в виде универсальных электродвигателей. Международные правила не регламентируют соотношения между мощностями и типоразмерами (габаритами), однако в отдельных национальных нормах, например нормах DIN 42672 и 42673, эти соотношения устанавливаются. Так как по наружным размерам малые электродвигатели идентичны электродвигателям трехфазного тока и из технологических соображений в них в значительной мере применяются одинаковые детали, эти электродвигатели рассматриваются совместно с нормальными асинхронными электродвигателями на стр. 145.

Электродвигатели средней мощности от 350 до 1300 *квт*, с диаметром ротора от 400 до 1000 *мм* и высотой оси от 400 до 750 *мм* выполняются при диаметре ротора до 700 *мм* шестиполюсными, а при большем диаметре ротора — восьмиполюсными. В этом диапазоне мощностей уже часто предъявляются высокие требования в электрическом и механическом отношениях. Поэтому принято изготавливать эти электродвигатели в двух исполнениях, а именно для нормальных условий и для условий высокой точности регулирования. Если желательно ограничиться только двумя исполнениями, то целесообразно отнести ко второму исполнению также и электродвигатели для всех практически встречающихся особых (специальных) условий, в особенности при питании через выпрямители, и выполнять их как с компенсационной обмоткой в главных полюсах, так и с шихтованной станиной статора и шихтованными добавочными полюсами. Эти средние электродвигатели эксплуатируются не только в специальных помещениях для электрооборудования, но и на промышленных предприятиях с соответствующими тяжелыми условиями работы, так что наряду с открытыми электродвигателями применяются также и полностью закрытые двигатели, в некоторых из них предусматривается скомбинированный со станиной (корпусом) трубчатый охладитель. Часто предусматривается также принудительная вентиляция с независимым моторным приводом для того, чтобы эффективное охлаждение обеспечивалось также при низких скоростях вращения и в состоянии покоя.

Б. Турбодвигатели. Для привода быстроходных турбокомпрессоров, насосов и т. д. применяются так называемые турбодвигатели. Они по своему конструктивному исполнению практически идентичны турбогенераторам постоянного тока (турбодинамо-машинам) — см. рис. 4-5.

В. Электродвигатели для прокатных станов. Высокие эксплуатационные требования, предъявляемые прокатными станами к главным и вспомогательным приводам, оказывают решающее влияние на расчет и конструкцию приводных электродвигателей.

Если прежде тихоходные крупные электродвигатели всегда питались от управляемых или регулируемых классическими методами

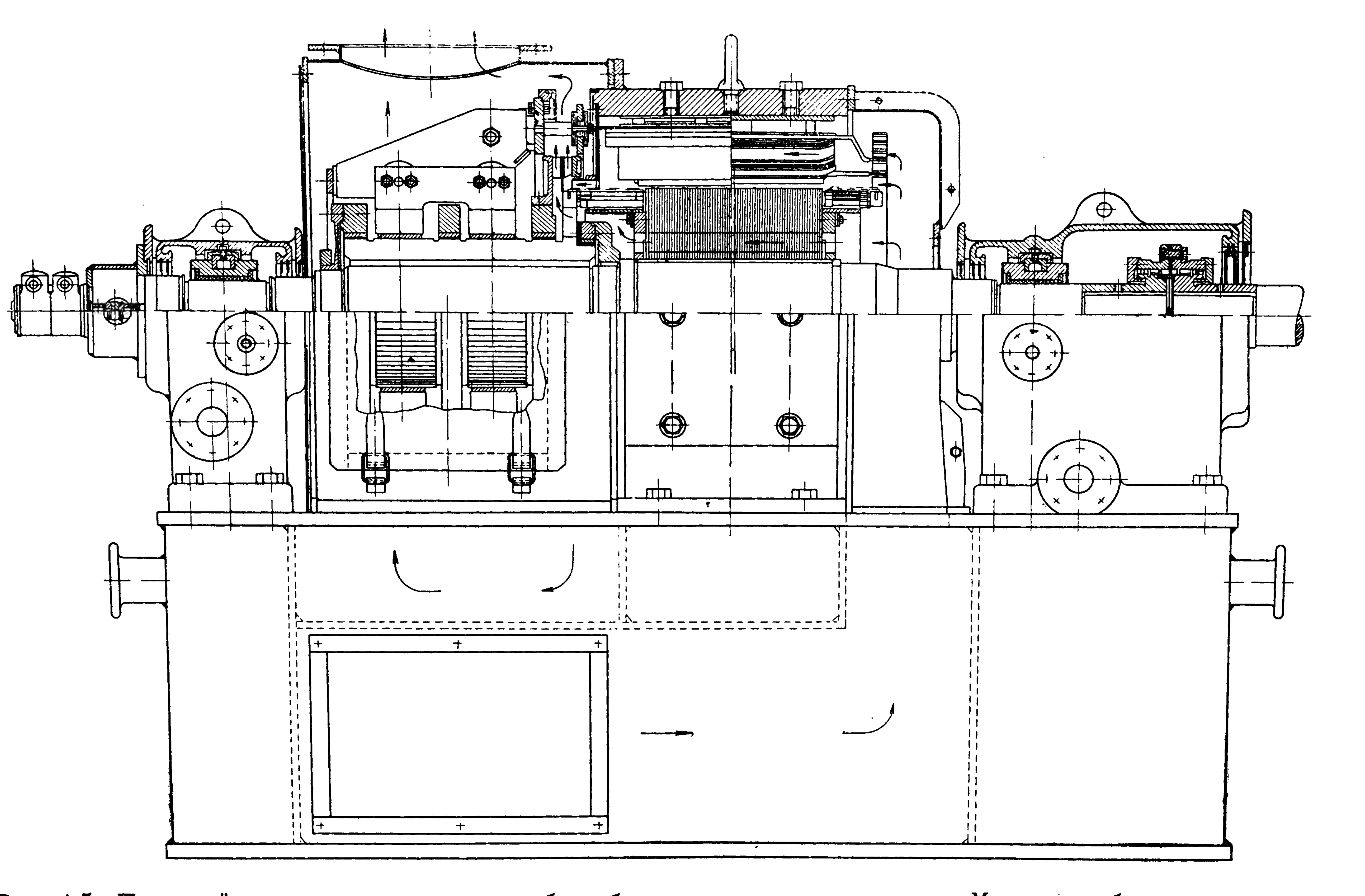


Рис. 4-5. Пусковой электродвигатель и турбовозбудитель постоянного тока. Машина работает как двигатель мощностью 300 *квт* при 1200 *об/мин* для запуска газовой турбины и после переключения, во время эксплуатации, как турбовозбудитель для питания обмотки возбуждения турбогенератора. Независимая вентиляция посредством двухкамерного центробежного вентилятора, по одной вентиляторной камере для ротора и статора

преобразователей Леонарда, то в настоящее время в Европе главные приводы в тяжелой промышленности питаются почти исключительно через выпрямители. Усиливающаяся автоматизация установок с электронным регулированием, целью которой является повышение производительности прокатных станов, обусловливает необходимость использования электродвигателей вплоть до динамических и статических предельных значений электрических и механических нагрузок.

Как и прежде, первейшей задачей конструктора остается создание надежной, удовлетворяющей механическим требованиям машины, которая в результате осуществления соответствующих мероприятий сможет удовлетворять также и динамическим требованиям. Так, например, изготавливаются компенсированные машины, в которых магнитная станина и добавочные полюсы, так же как и главные полюсы, частично или полностью шихтуются. Благодаря этому весьма существенно улучшается коммутация при переходных процессах, например, обеспечиваются высокие скорости нарастания якорного тока при ударных нагрузках или зависимая от регулирования выпрямителей бóльшая или меньшая волнистость кривой изменения тока якоря.

Листы якорного сердечника тщательно изолируют друг от друга посредством одностороннего лакового покрытия или бумаги, так же как у тяговых двигателей переменного тока, и, кроме того, стремятся к тому, чтобы конструктивными способами исключить образование любых сцепленных с магнитным потоком короткозамкнутых контуров, например клепанных креплений. Наряду с прочим принята также изоляция болтов и прорезей в крайних пластинах (торцевых листах) — см. рис. 6-27.

У машин прокатных станов, в особенности для быстро разгоняющихся приводов, отношение пикового (максимального) тока к среднему термическому току составляет приблизительно от 1 : 2,5 до 1 : 3. В таких случаях магнитная цепь добавочных полюсов должна быть рассчитана таким образом, чтобы также и при пиковом (максимальном) токе не происходило насыщения, а вместе с тем и нарушения коммутации. Обычными мерами являются, например, уширение добавочных полюсов в сторону ярма и, в особенности у крупных машин, уменьшение потока рассеяния путем размещения обмотки добавочных полюсов ближе к ротору, а также выполнение дополнительного воздушного зазора у ярма, заполненного гетинаксом или шлицованными латунными листами.

Некоторые конструкторы разрабатывают электродвигатели постоянного тока для главных приводов с разными числами полюсов. В зависимости от вида привода маховому моменту электродвигателя придается большее или меньшее значение. Так, например, в приводах с непрерывным режимом работы (нереверсивных приводах) выгодным может оказаться большой маховой момент, обеспечиваемый, например, машинами с относительно малым числом полюсов (см. также стр. 133), в то время как для реверсивных приводов желателен малый маховой момент, а для привода летучих ножниц он даже необходим. Такие приводные двигатели изготавливают в виде спаренных (двухъ-

якорных) электродвигателей, чтобы добиться малых маховых моментов и особенно необходимых в сдвоенных приводах малых высот осей.

Для реверсивных приводов слябингов и блюмингов особое внимание необходимо обратить на передачу вращающих моментов между шихтованным сердечником ротора и валом, с тем чтобы учесть высокие

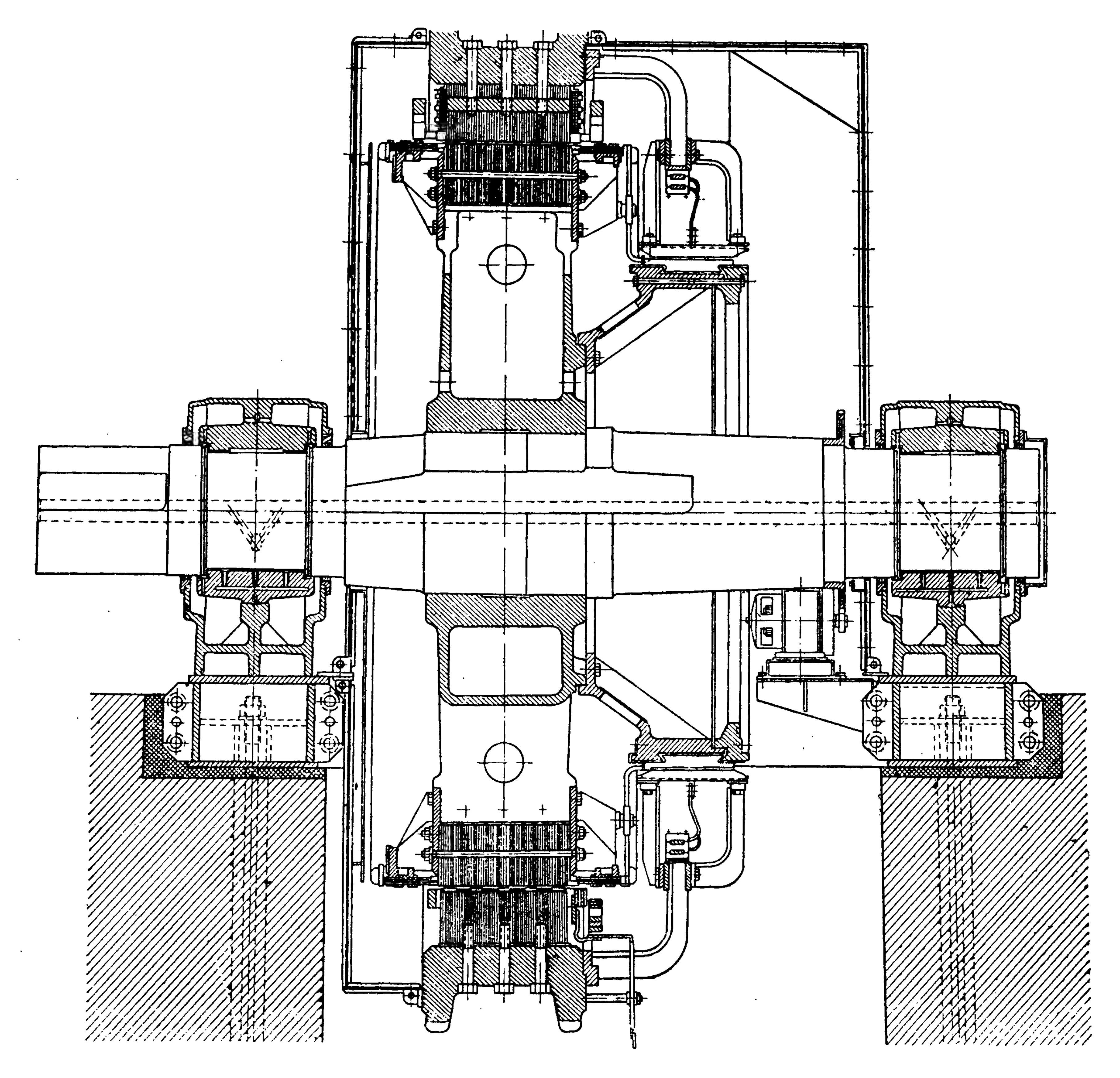


Рис. 4-6а. Продольный разрез реверсивного электродвигателя прокатного стана с вращающим моментом при отключении 200 *тм*, 4700/13 200 *квт*, 64/140 *об/мин*, 1140 *в* (поперечный разрез — см. рис. 4-6б)

механические знакопеременные нагрузки, которые иначе могут через несколько лет привести к поломке [1].

В то время как для нереверсивных приводов с непрерывным режимом работы соединение между шихтованным сердечником ротора и

---

[1] Becker O., Kellenberger W., Heil W. Mechanische Beanspruchungen schwerer Antriebe den Hüttenwerken. VDE-Berichte, Bd. 11 Energieelektronik und geregelte elektrische Antriebe. VDE-Verlag, Berlin, 1966.

Heil W. Drehmomente und mechanische Beanspruchungen von Walzwerkantrieben. Brown Boveri Mittlgn., 53, 1966, 9.

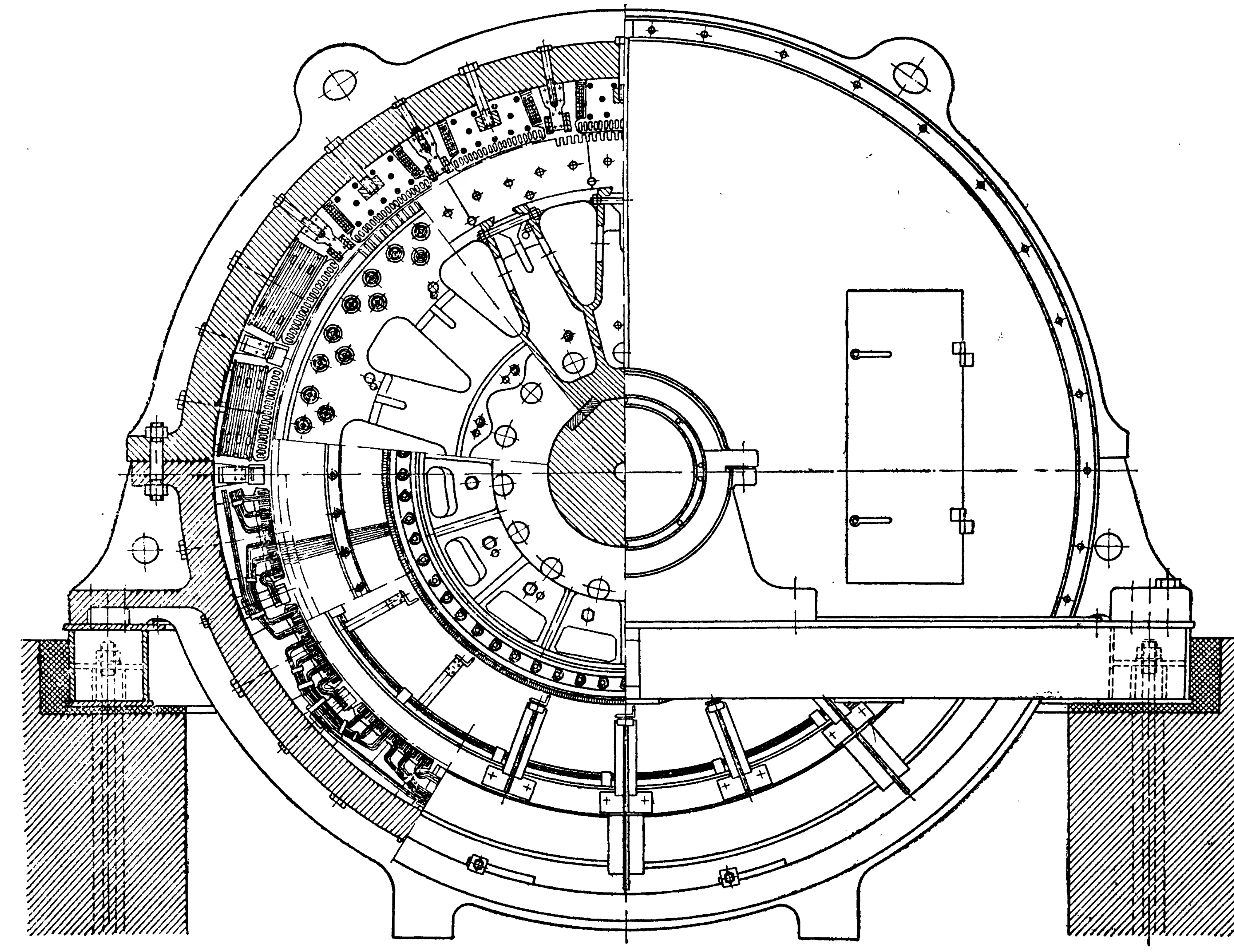


Рис. 4-6б. Поперечный разрез реверсивного электродвигателя прокатного стана с вращающим моментом при отключении 200 *тм*, 4700/13 200 *квт*, 64/140 *об/мин*, 1140 *в* (продольное сечение — см. рис. 4-6а)

Рис. 4-7. Реверсивный электродвигатель с колоколообразной конструкцией ротора для сдвоенного привода, вращающий момент при отключении 2×84 *тм*, 1540/4300 *квт*, 50/100 *об/мин*

валом может производиться посредством привариваемых к валу спиц крестовины, для двигателей с высокими знакопеременными нагрузками следует предпочесть, например, дисковую конструкцию (см. рис. 9-10) или колоколообразную конструкцию (см. рис. 4-7).

На рис. 4-6а и 4-6б показана классическая конструкция реверсивного прокатного электродвигателя с относительно малым числом полюсов. На поперечном сечении хорошо видно, что пакеты стали ротора связаны между собой большим числом стяжных болтов и с учетом толчков, вызываемых работой прокатного стана, соединены с крестовиной ротора с достаточным силовым замыканием и в то же время упруго. Крестовина ротора закреплена на валу посредством тангенциальных шпонок.

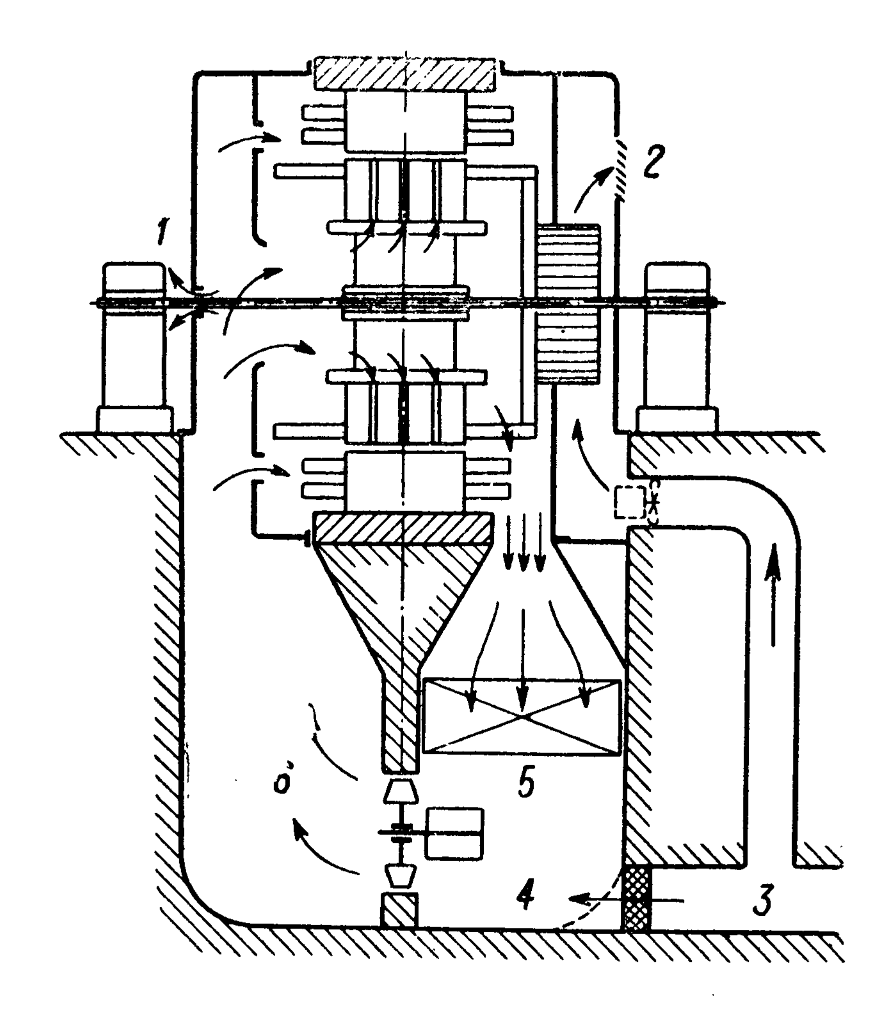


Рис. 4-8. Принудительная вентиляция ротора и статора. Воздух для охлаждения коллектора подается из воздушного канала

1 — утечки воздуха; *2* — воздух, отходящий от коллектора; *3* — подвод воздуха к коллектору; *4* — свежий воздух; *5* — охладитель; *6* — вентилятор

В других случаях концы валов вставляются в полую ступицу ротора для того, чтобы получить составные части, более удобные для производства и транспортировки (рис. 4-7). Коллектор целесообразно крепить на ступице ротора. Благодаря этому устраняется также и опасность относительного смещения коллектора и сердечника ротора.

За последнее время крупные двигатели прокатных станов часто выполняются с замкнутой системой охлаждения. Коллектор при этом обычно оставляется вне контура охлаждения для того, чтобы предотвратить загрязнение машины щеточной пылью. Ввиду меняющейся скорости вращения и реверсивности применяется принудительная вентиляция с автономным приводом (рис. 4-8).

Особый вид электродвигателей для вспомогательных приводов прокатных станов представляют собой так называемые металлургические двигатели. Для этих электродвигателей с точки зрения требований, предъявляемых в прокатном производстве, справедливо все то, что говорилось выше для главных двигателей прокатных станов. В отношении их размеров, мощностей и режимов работы существуют правила AISE (Ассоциации инженеров черной металлургии США).

Общепринято изготавливать такие металлургические электродвигатели по этим американским нормам и в особенности выдерживать установленные ими присоединительные размеры, в частности размеры лап, высоты осей, размеры концов валов. Эти американские нормы предписывают также разъемную (на две части) станину и применение изоляции класса Н. Однако после того как металлургические электро-

двигатели стали применяться в приводах с питанием через выпрямители, которые должны удовлетворять строжайшим требованиям техники регулирования, частично начался переход к шихтованным станинам и компенсированным электродвигателям, причем из конструктивных соображений пришлось отказаться от разъемного исполнения станины.

Г. Электродвигатели подъемных средств. Подъемные электродвигатели имеют конструкцию, аналогичную в принципе конструкции

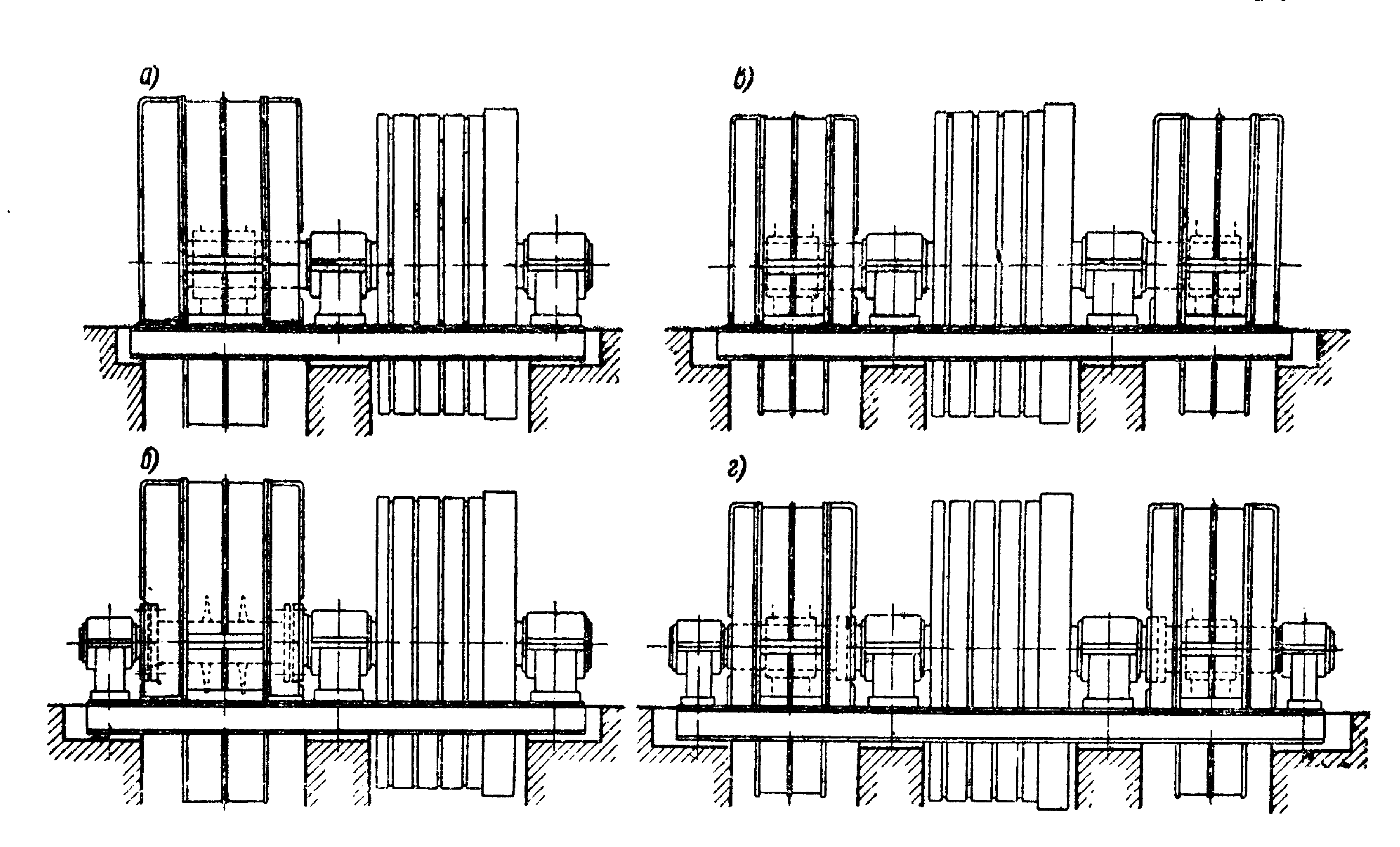


Рис. 4-9. Различные взаимные расположения подъемного электродвигателя и барабана для намотки троса: *а* — электродвигатель присоединен консольно; *б* — расположение по *а*, но с тремя подшипниками; *в* — необходимая для подъема мощность распределена на два электродвигателя с консольным присоединением; *г* — расположение по *в*, но с четырьмя подшипниками

прокатных электродвигателей, однако к ним не предъявляются такие высокие требования в отношении регулирования и коммутации, как к последним. Поэтому меры, направленные у прокатных электродвигателей на решение этих вопросов, здесь могут частично не приниматься.

Различные взаимные расположения ротора и шкива трения Кепе показаны на рис. 4-9. При конструировании подъемных устройств следует обращать особое внимание на то, чтобы во всем диапазоне скоростей не возникали резонансные колебания, например крутильные колебания, вызываемые частотой зубцовых пульсаций или же эластичностью каната, несущего подъемную клеть.

АСИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

5-1. Нормальные электродвигатели

Рекомендациями МЭК 72-1 [1] нормализованы размеры и мощности электродвигателей, но без определенной привязки мощностей к размерам. Смысл такой нормализации заключается в том, что каждой

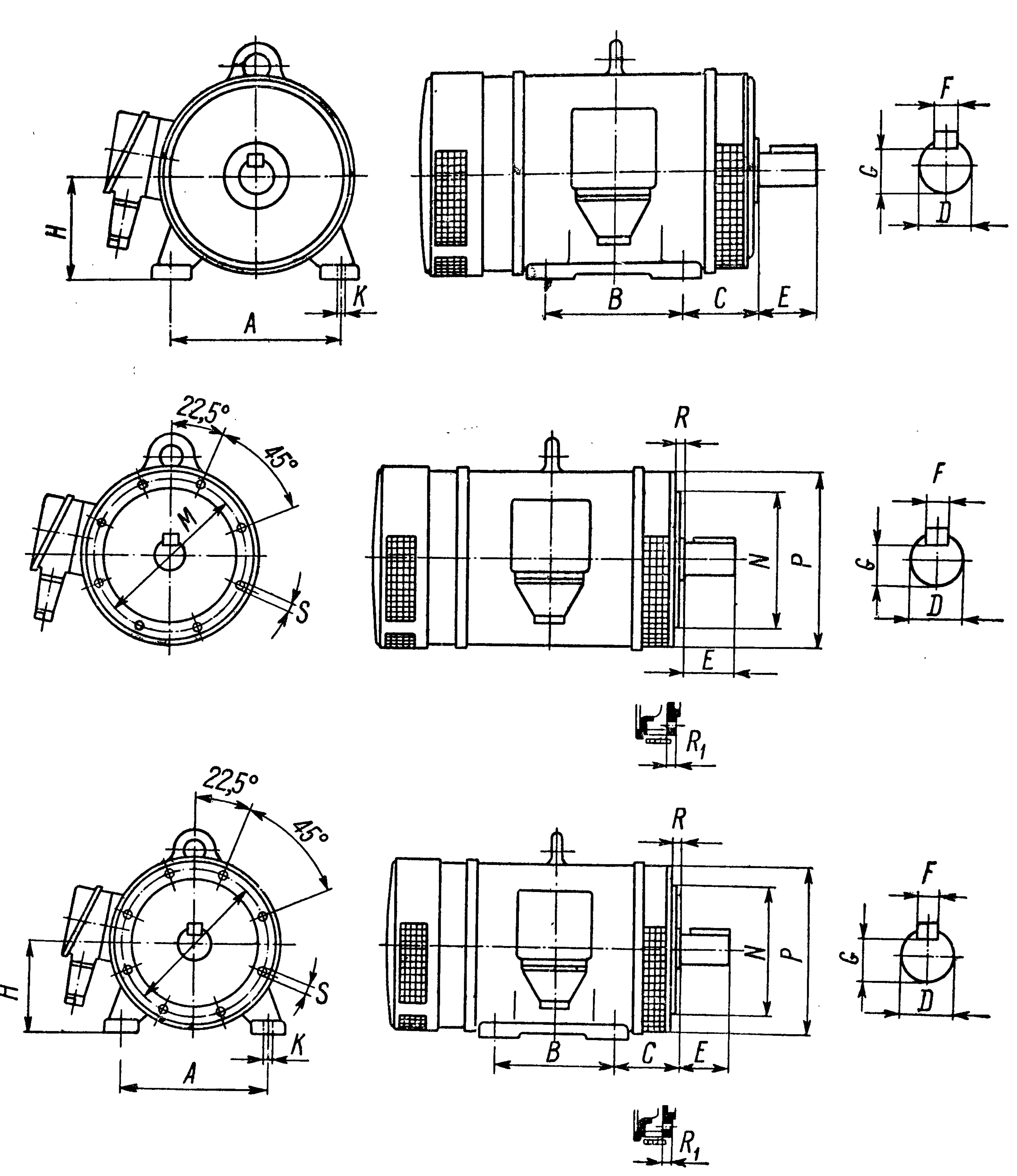


Рис. 5-1. Нормализованные высоты оси вала и присоединительные размеры

высоте оси H (рис. 5-1) соответствуют совершенно определенные присоединительные размеры. Поэтому в диапазоне высот осей от 56 до 315 *мм* малые электродвигатели как переменного, так и постоянного

[1] См. сноску на стр. 136.

тока являются взаимозаменяемыми в международном масштабе. В нормах отдельных стран, например в нормалях DIN 42672 и 42673, мощности открытых и герметизированных электродвигателей трехфазного тока отнесены также к определенным высотам осей. Вследствие наличия многочисленных вариантов конструктивных форм и

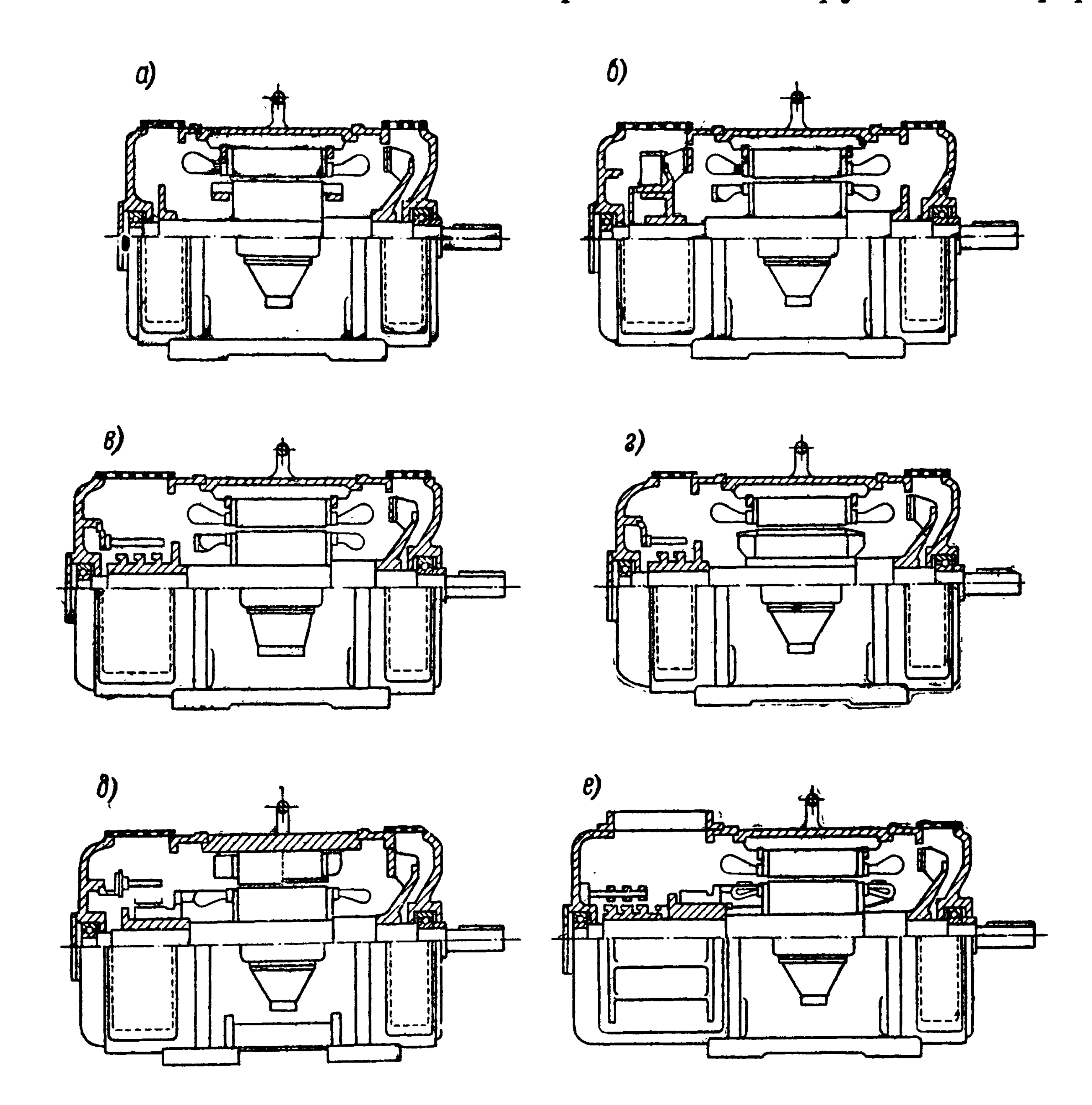


Рис. 5-2. Система стандартных элементов с применением унифицированных деталей (т. е. комбинация одинаковых отдельных деталей и узлов позволяет исполнять машины различного типа): *а* — асинхронная машина с короткозамкнутым ротором; *б* — асинхронная машина с центробежным пускателем; *в* — асинхронная машина с контактными кольцами на роторе; *г* — синхронная машина; *д* — машина постоянного тока; *е* — коллекторный электродвигатель трехфазного тока с параллельным возбуждением

типов защищенности, а также того факта, что, кроме нормальных электродвигателей, в том же диапазоне мощностей, как у электродвигателей по рекомендации МЭК, существуют многочисленные специальные исполнения, одной из первейших задач конструктора является обеспечение возможности изготовления этих многочисленных вариантов с возможно меньшим числом различных деталей. На рис. 5-2 показан пример применения унифицированных деталей в электродвигателях различного типа, изготовляемых по так называемой системе стандартных элементов.

Кроме нормирования присоединительных размеров, существуют также многочисленные нормы на отдельные детали, как, например, концы валов, подшипники, контактные кольца и т. д. Отдельные конструктивные детали рассматриваются в третьей части книги.

Электродвигатели наиболее малых типоразмеров изготавливаются с короткозамкнутым ротором. В соответствии с уровнем современной нормализации электродвигатели, начиная с типоразмера 160, а для специальных назначений (например, для электрического вала) и меньших типоразмеров, выполняются для регулируемых приводов также и с контактными кольцами и постоянно прилегающими щетками, а для бо́льших мощностей — с короткозамыкающими и щеткоподъемными приспособлениями.

Многие фирмы выпускают для маломощных сетей, не допускающих применения электродвигателей с короткозамкнутым ротором и переключением со звезды на треугольник, электродвигатели с центробежными пускателями, пусковыми ременными шкивами и т. п.

Электродвигатели с короткозамкнутыми роторами имеют, как правило, литые алюминиевые обмотки (см. рис. 7-23). Заливка таких обмоток производится методом центробежного литья или литья под давлением. Этим же методом литья под давлением часто изготовляются небольшие корпусы герметизированных электродвигателей. Такое исполнение имеет то преимущество, что пакет активной стали статора прочно крепится в литом корпусе горячей посадкой, чем обеспечивается хороший отвод тепла от активной стали статора через корпус в окружающий воздух.

5-2. Средние и крупные электродвигатели с короткозамкнутым (клеточным) ротором

Электродвигатели с короткозамкнутым ротором средней и большой мощности изготавливаются на мощности от нескольких сотен киловатт от 10 000 *квт*. Это преимущественно электродвигатели на 3000 *об/мин* для непосредственного привода питательных насосов котлов и электродвигатели на 1500 *об/мин* для привода турбокомпрессоров. Наиболее крупные выполненные двухполюсные электродвигатели имеют мощность порядка 4500 *квт*. Прочность шихтованной конструкции ротора ставит определенный предел мощности — приблизительно 12 000 *квт* для двухполюсных и примерно 20 000 *квт* для четырехполюсных электродвигателей, однако такие мощности до сих пор практически еще не требовались.

Тихоходные электродвигатели большой мощности с короткозамкнутыми роторами применяются в первую очередь для привода поршневых компрессоров; однако ввиду недостатка, свойственного многополюсному электродвигателю с короткозамкнутым ротором — повышенного реактивного тока, во многих случаях предпочтение отдают синхронному электродвигателю.

Тихоходный электродвигатель с короткозамкнутым ротором с одним стояковым подшипником, фланцевым валом и маховым колесом, с двумя подвесными охладителями изображен на рис. 5-3. На рис. 5-4

приведено сечение электродвигателя с короткозамкнутым ротором со щитовыми подшипниками, с трубчатым охлаждением; такое исполнение применяется при 1500 *об/мин* до 2500 *квт*.

Для обмотки ротора применяются стержни самой разнообразной формы (см. рис. 7-23). Выбор материала для стержней короткозамкну-

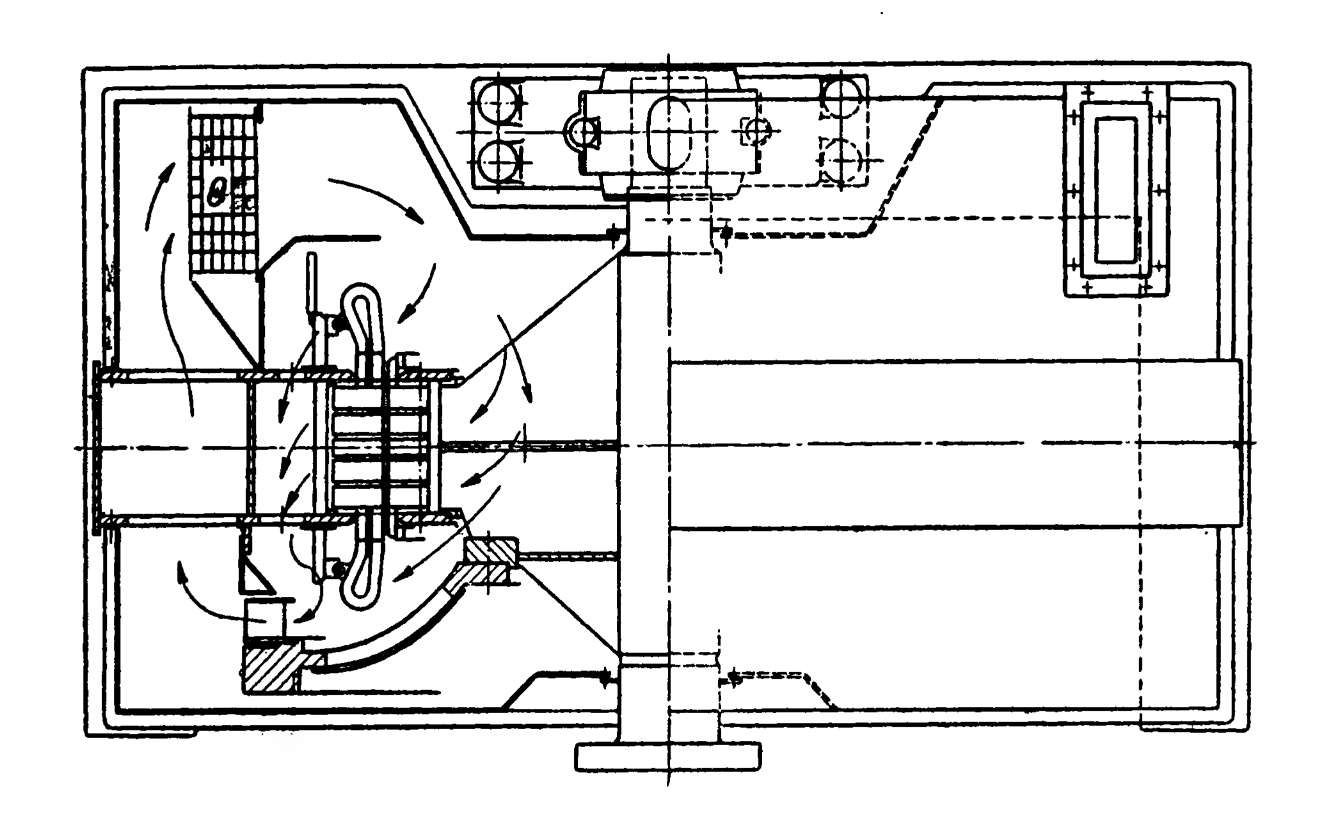


Рис. 5-3. Принципиальная схема охлаждения тихоходного электродвигателя с короткозамкнутым ротором
О — охладитель

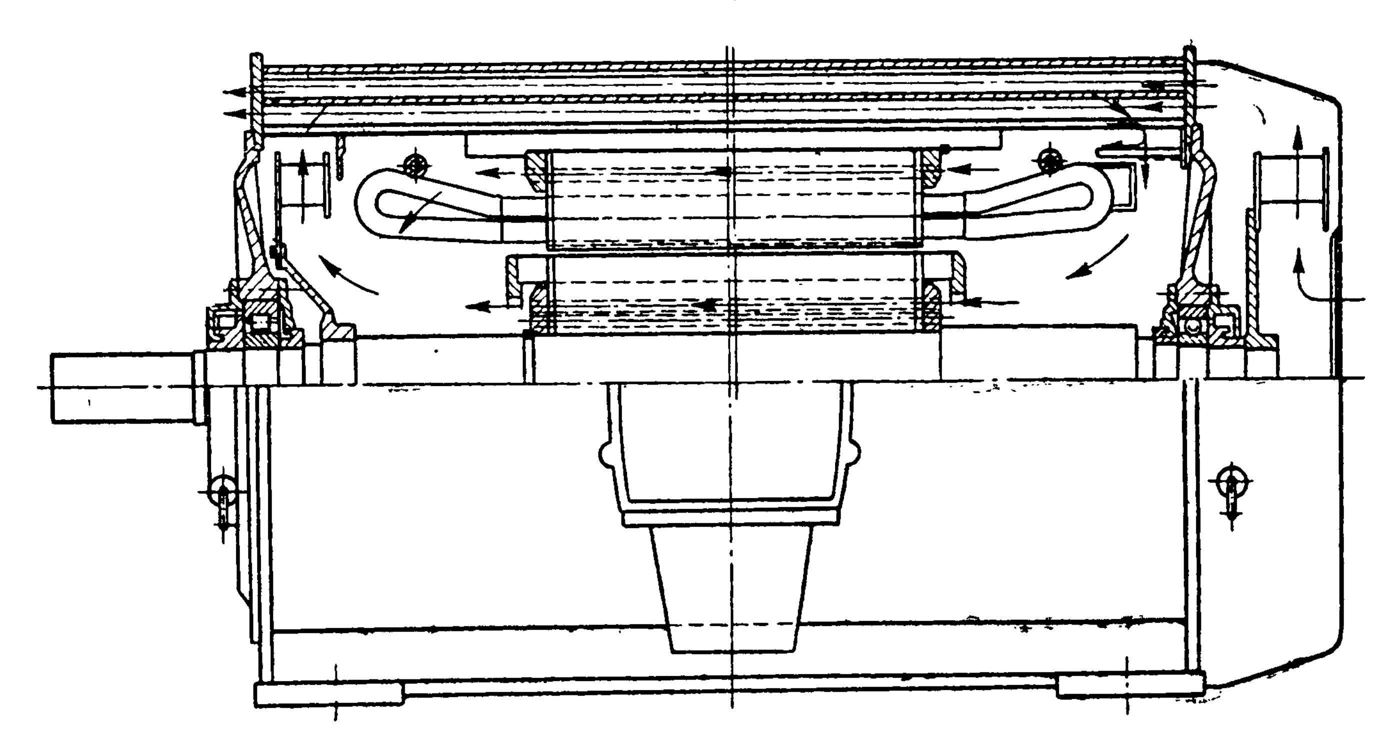


Рис. 5-4. Сечение электродвигателя трехфазного тока с короткозамкнутым ротором с трубчатым охлаждением (исполнение со щитовыми подшипниками)

той обмотки зависит от количества тепла, аккумулируемого при пуске, в особенности для пусковой обмотки двухклеточных роторов. В этих случаях применяются специальные бронзы с электропроводностью около 6—12 $м/(ом \cdot мм^2)$.

5-3. Электродвигатели с контактными кольцами на роторе

Асинхронные электродвигатели с контактными кольцами на роторе применяются обычно в качестве электродвигателей с регулируемой скоростью вращения, причем регулирование может осуществляться

как с помощью регулируемых сопротивлений (реостатов), так и по свободному от потерь методу включения «задней» коллекторной машины трехфазного тока, а за последнее время также и с помощью инверторов с промежуточной цепью (звеном) постоянного тока.

Очень большие электродвигатели с контактными кольцами на роторе со свободным от потерь регулированием скорости вращения применяются в «эластичных» преобразователях для соединения сетей.

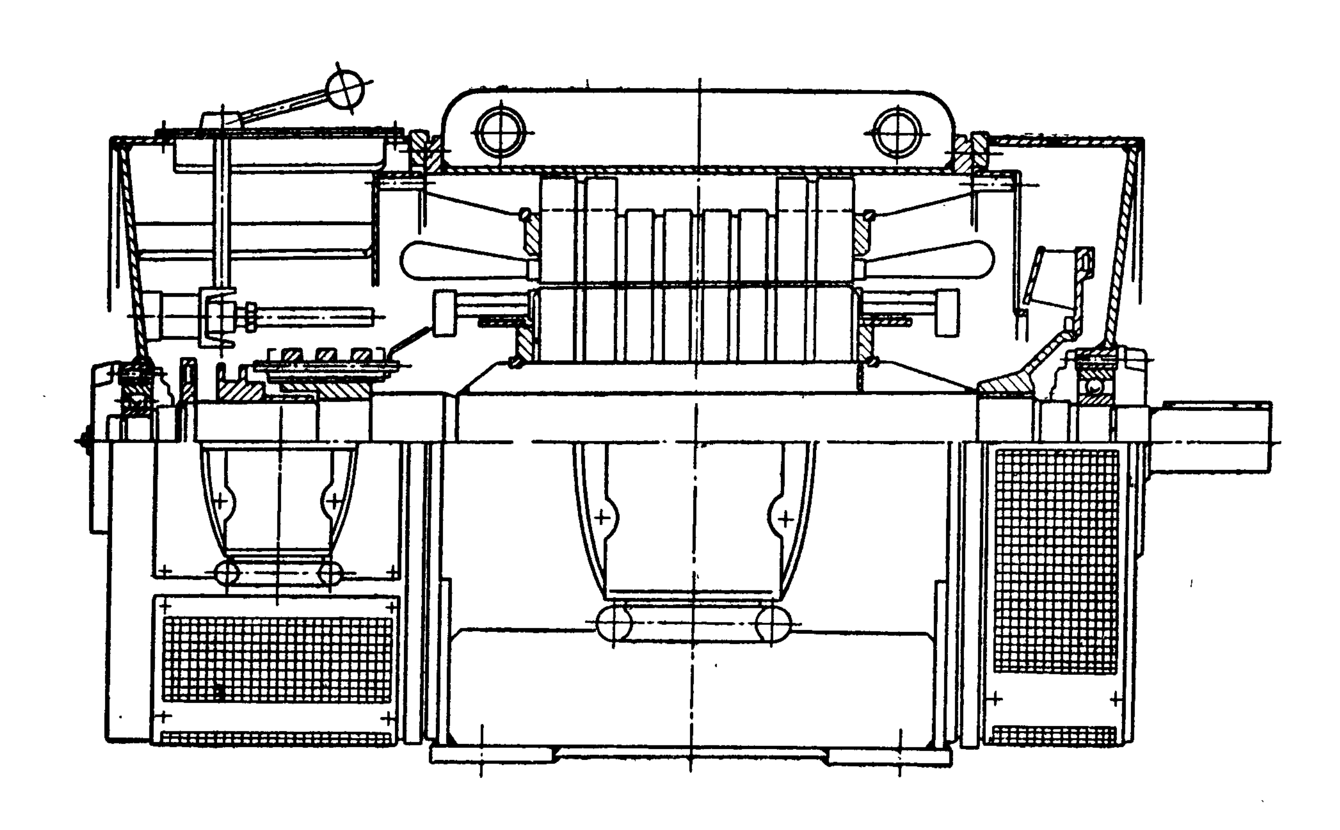


Рис. 5-5. Сечение электродвигателя с контактными кольцами на роторе с короткозамыкающим и щеткоподъемным приспособлением

Для тяжелых приводов, когда по условиям пуска электродвигатель с короткозамкнутым ротором не пригоден, применяются электродвигатели с контактными кольцами на роторе со щеткоподъемными и короткозамыкающими приспособлениями (рис. 5-5), у которых выделяемое при пуске тепло поглощается в пусковом сопротивлении. Щеточный аппарат и короткозамыкающее приспособление рассматриваются в третьей части на стр. 246 и 281.

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Глава шестая

ПАКЕТ АКТИВНОЙ СТАЛИ

6-1. Общие положения

На электротехническую (динамную) и прочую листовую сталь приходится основная часть веса и стоимости материалов, применяемых в электрических машинах.

В соответствии с формами пакетов активной стали отдельные листы стали обычно штампуются, и только в случае простых форм, например заготовки для добавочных полюсов, они нарезаются ножницами для резки листового металла.

Общий вес расходуемой листовой стали, который определяет также и затраты, зависит от исходного штамповочного формата листов и при обычных круглых, сегментных и полюсных формах штамповки приблизительно на 40—55% больше чистого веса полезно используемого металла с учетом выштампованных пазов и т. п.

Листовая сталь (железо) по табл. 2-8 также применяется в возрастающей мере для активной части электрических машин вместо литых или сварных конструкций. У машин постоянного тока с высокими требованиями в отношении точности регулирования, кроме главных полюсов, из листовой стали толщиной от 0,5 до 3 *мм* изготовляются также добавочные полюсы и станины (см. также стр. 170 и 234). У синхронных машин с явновыраженными полюсами часто из экономических и технологических соображений, а также с учетом поверхностных потерь на полюсах, в особенности если воздушный зазор меньше раскрытия пазов статора, полюсы целиком или только полюсные башмаки (наконечники) выполняются из листовой стали. При применении шихтованных или так называемых цепных роторов в синхронных машинах с явновыраженными полюсами для изготовления сердечника ротора используются стальные листы толщиной от 2 до 4 *мм* с пределом текучести от 20 до 50 $кГ/мм^2$ (см. табл. 2-8).

Шихтованные конструктивные элементы, которые подвергаются действию намагничивания, набираются из листовой электротехнической стали (см. табл. 2-9). Выбор качества листовой электротехнической стали, т. е. оценка величины удельных потерь в стали, является в первую очередь вопросом оценки потребителем потерь в стали ма-

шины в целом. В то же время у нормальных асинхронных электродвигателей и нормальных машин постоянного тока потери оцениваются редко и поэтому здесь нет оснований для применения более высококачественной электротехнической стали, чем с удельными потерями $V_{10} = 3$ *вт/кг* при 50 *гц*; для крупных генераторов, а иногда и крупных электродвигателей обычно применяется электротехническая сталь с удельными потерями от 2,3 до 1,7 *вт/кг* (толщина 0,5 *мм*) или даже электротехническая сталь с удельными потерями от 1,3 до 1 *вт/кг* (толщина 0,35 *мм*). В отдельных случаях в крупных турбогенераторах применяется также холоднокатаная электротехническая сталь с ориентированной зерновой структурой (текстурованная электротехническая сталь).

Для полюсов синхронных машин и в особенности для магнитных станин и сердечников роторов, изготовляемых из листовой стали, как правило, не требуется изоляции листов друг от друга, для полюсных башмаков (наконечников) синхронных машин также можно обычно обходиться без такой изоляции [1].

У главных полюсов машин постоянного тока стяжные болты часто изолируются, а крайние нажимные плиты выполняются подразделенными (разрезными) для того, чтобы уменьшить вихревые токи, которые могут возникать при быстрых изменениях магнитного поля в неизолированных болтах и неподразделенных крайних нажимных плитах. Вследствие этого снижается также и мощность ударного возбуждения.

В конструктивных элементах из листовой электротехнической стали требования к качеству изоляции отдельных листов друг от друга повышаются с увеличением высоты спинки пакета, так как напряжение, индуктируемое в листах вследствие пульсации магнитного потока, зависит от высоты спинки. Поэтому требования, предъявляемые к малым машинам и при больших числах полюсов, являются более скромными, чем для крупных машин и малых чисел полюсов.

Качество изоляции зависит в известной степени от давления. Опыты с повышением давления до 400 $кГ/см^2$ показывают практически линейную зависимость повышения потерь в активной стали от давления. При 400 $кГ/см^2$ повышение потерь составляет от 6 до 9% в зависимости от изоляции, однако при обычных давлениях сжатия от 7 до 10 $кГ/см^2$ увеличение потерь чрезвычайно мало. В противоположность этому в неизолированных стальных листах повышение потерь при давлении 400 $кГ/см^2$ составляет около 200%, а при нормальном давлении сжатия — от 50 до 100%. Следовательно, при высоком давлении сжатия (роторные обмотки, изготавливаемые методом заливки металла в пазы, или станины — корпусы, получаемые литьем под давлением вокруг пакета активной стали статора) повышение потерь было бы недопустимо велико, поэтому в этих случаях рекомендуется применять изоляцию листовой электротехнической стали.

---

[1] Если листовая сталь для полюсов или полюсных башмаков с целью достижения более плотной шихтовки протравливается, необходима последующая лакировка листов, однако в противоположность этому изоляция заклепок, которыми стягиваются полюсы, не предусматривается.

Для изоляции листовой электротехнической стали в малых машинах применяется фосфатирование листов, а для средних и крупных машин — бумага (наклеиваемая с помощью жидкого стекла) или лак.

Бумажная изоляция наклеивается перед штамповкой листовой стали. Фосфатирование стали также производится перед штамповкой.

Лаковая изоляция наносится обычно после штамповки и удаления заусенцев для того, чтобы изолировалась также вырубленная поверхность контура штамповки. Для крупных машин с малым числом полюсов и, следовательно, с высокой спинкой пакета сердечника электротехническая сталь часто лакируется дважды. Лакировка производится обычно между двумя валками. В качестве лаков применяются самые разнообразные лаки печной сушки (масляные лаки, лаки из синтетических смол с растворителями или в виде водной дисперсии и др., в том числе тотаниновый лак на основе продуктов сульфитных щелоков) с температурами сушки от 170 до 360° С. Двустороннее лаковое покрытие имеет толщину от 8 до 25 *мк* по сравнению с 30 *мк* бумажной изоляции.

Так называемый коэффициент заполнения S_F представляет собой отношение веса G шихтованного из листовой электротехнической стали пакета к весу полностью заполненного листовой массой мнимого пакета того же объема V, т. е. отношение

$$S_F = G/(V\gamma_0), \quad S_F < 1, \tag{6-1a}$$

где γ_0 — удельный вес листовой стали без изоляции. Этот коэффициент служит для оценки возможного магнитного использования пакета. Коэффициент заполнения неизолированных стальных листов называют коэффициентом шихтовки пакета S. Последний является характеристикой качества поверхности листовой стали. Нормаль DIN 46400 [1] требует следующих минимальных значений (при удельном давлении сжатия 10 $кГ/см^2$):

Толщина листов, *мм*	0,35	0,50
Минимальный коэффициент шихтовки S	0,92	0,94

Коэффициент заполнения зависит от толщины листов, вида, толщины изоляции и высоты пакета. Толщина изоляции полностью в коэффициент заполнения не входит, так как слои изоляции подвергаются упругой и пластической деформации. В качестве среднего коэффициента заполнения для изолированных листов можно принять следующие значения:

Толщина листов, *мм*	0,35	0,50
Средний коэффициент заполнения S_F	0,90	0,93

Если обозначить толщину листов через h, толщину изоляции через i (удельный вес изоляции γ_i), среднюю волнистость листов через w для пакета из z листов с площадью A, то согласно выражению (6-1а) коэффициент заполнения будет составлять

$$S_F = \frac{z\,(h\gamma_0 + i\gamma_i)\,A}{z\,(h + i + w)\,A\gamma_0} = \frac{1 + i\gamma_i/(h\gamma_0)}{1 + i/h + w/h}. \tag{6-1б}$$

[1] DIN 46400, Dynamo-und Transformatorenbleche.

Так как $i\gamma_i/(h\gamma_0) \ll 1$, то будет $S_F \approx 1/(1 + i/h + w/h)$.

Коэффициент шихтовки определяется из коэффициента заполнения с $i = 0$ и составляет $S = 1/(1 + w/h)$; пусть он будет 0,94 (листы толщиной 0,5 *мм*), а отсюда можно рассчитать $w/h = 1/0{,}94 - 1 = 0{,}065$. Если теперь предположить лаковую изоляцию толщиной $i = 10$ *мк*, то с $i/h = 10/500 = 0{,}02$ теоретический коэффициент заполнения при несжимающейся лаковой пленке составляет $S_F = 1/(1 + 0{,}02 + 0{,}065) = 0{,}92$. Если же принять в расчет сжатие лака, то вычисление пришлось бы вести с идеальной толщиной лака $i^* < i$. Примем, например, $i^* = 1/2i$, получим $i^*/h = 0{,}01$, и коэффициент заполнения при неизменной волнистости будет $S_F = 1/(1 + 0{,}01 + 0{,}065) = 0{,}93$, что скорее соответствует действительным условиям.

Предпосылкой для обеспечения хорошей изоляции листовой стали, в особенности при применении лаковой изоляции, является хорошее удаление заусенцев с кромок резания после штамповки или же эффективное предотвращение образования заусенцев путем принятия соответствующих мер. Недостаточно хорошая очистка от заусенцев может приводить к замыканиям между листами и как следствие этого к образованию горячих мест или даже к «пожару» (выгоранию) активной стали.

Однако уже сама штамповка приводит в результате пластической деформации стальных листов вдоль кромок резания к повышению потерь, которое пропорционально суммарной длине кромок резания. Добавочные потери V_{10} составляют независимо от качества электротехнической стали приблизительно от 0,1 до 0,2 *вт/кг* при длине кромок резания от 15 до 30 *м* [1].

При зачистке листов с целью удаления заусенцев они также подвергаются в большей или меньшей мере пластическим деформациям, и возникающее вследствие этого увеличение потерь составляет также около 0,1 *вт/кг*.

Добавочные потери, вызываемые штамповкой и шлифовкой, могут быть в значительной мере ликвидированы путем соответствующего отжига листов.

При шихтовке пакетов активной стали статоров и роторов применяется давление сжатия от 7 до 10 *кГ/см*². При большой аксиальной высоте шихтуемых пакетов их следует при прессовке подразделять на несколько составляющих пакетов. Для электродвигателей с короткозамкнутым ротором и литой обмоткой или для малых электродвигателей, у которых станина (корпус) заливается под давлением вокруг пакета активной стали статора, давление сжатия, получающееся в готовом пакете, определяется приблизительно как произведение предела текучести литьевого материала на отношение поперечного сечения отливки к площади листов сжимаемого пакета. При прессовке происходит частично упругое и пластическое сжатие пакета. Пластическая

---

[1] Seeger D. Erhöhung der Eisenverluste von Dynamoblechen durch verschiedene Bearbeitungsvorgänge beim Bau elektrischer Maschinen. ETZ-A, 84, 1963, 19, S. 622—627.

составляющая сжатия зависит от качества поверхности листов и от примененной изоляции листовой стали. Некоторая упругая составляющая сжатия обязательно необходима для того, чтобы предотвращалось ослабление пакета активной стали во время эксплуатации.

В дополнение к изоляции отдельных листов электротехнической стали в шихтованный пакет часто, через каждые 35—70 *мм*, по высоте пакета закладывается пластическая картонная прокладка толщиной от 0,2 до 0,5 *мм* или частично эластичная гетинаксовая прокладка (модуль упругости $E = 0{,}8 \div 1{,}0 \cdot 10^5$ *кГ/см*²).

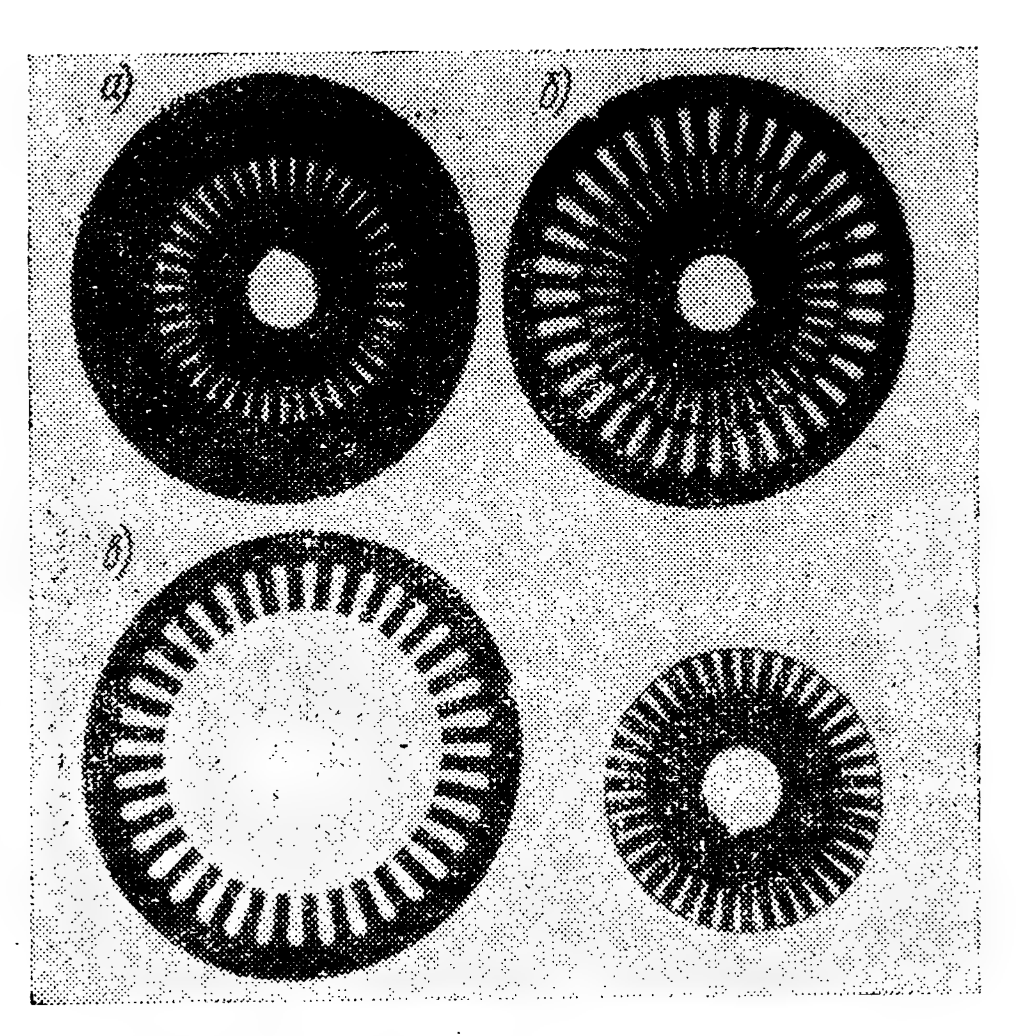


Рис. 6-1. Последовательная вырезка листов активной стали ротора и статора электродвигателя трехфазного тока с короткозамкнутым ротором: *а* — первая вырезка: наружный диаметр статора и диаметр отверстия под вал, включая пазы ротора; *б* — вторая вырезка: пазы статора; *в* — третья вырезка: наружный диаметр ротора и внутренний диаметр статора (с припуском на расточку)

Отдельные листы электротехнической стали штампуются различными способами в зависимости от имеющегося оборудования, при выборе которого ориентируются, наряду с прочим, также и на количество подлежащих штамповке листов.

В первую очередь следует различать:

Круглые вырезки (вырубки) для диаметров меньше ширины листовой или рулонной стали, т. е. обычно для диаметров менее 1000 *мм* и в исключительных случаях до 1100—1200 *мм*. Их изготовление производится на эксцентриковых прессах или дисковых ножницах для вырезания дисков. В случае небольших круглых вырезок часто за один ход пресса вырубается сразу несколько круглых заготовок.

Сегментные вырезки для диаметров расточки статоров, для которых круглая вырубка уже не может применяться из-за размера листов. В зависимости от размеров сегментов и имеющихся в распоряжении прессов отдельные сегменты вырубаются за один или несколько ходов пресса.

Контурные вырезки: вырубаются только контуры круглых или сегментных вырезок.

Комплексные (комбинированные или компаундные) вырезки: вся вырезка, т. е. контур и пазы, вырубается за один ход пресса.

Раздельные вырезки: с помощью раздельных или комбинированных штампов отдельные операции подразделяются на несколько ходов пресса. За один ход пресса производится только одна операция.

Последовательные вырезки: с помощью комбинированного инструмента за один ход пресса производится ряд частичных операций несколькими сегментами пуансона. Между отдельными ходами пресса лист перемещается для проведения последующей операции (рис. 6-1).

Шаговые или вырубные вырезки: в круглых сегментных заготовках на пазоштамповочных прессах последовательно вырубаются отдельные пазы или группы пазов.

Необходимое для штамповки давление пресса или пуансона зависит от временного сопротивления срезу штампуемого листа, его толщины и длины периметра вырезки за один ход пресса. Поэтому длина всего вырубаемого контура должна указываться на рабочих чертежах обработки листового материала. В соответствии с этой зависимостью штамповочное давление может приблизительно определяться по следующей формуле:

$$F = ld\tau_B, \qquad (6\text{-}2)$$

где F — штамповочное давление, *кГ*; l — длина вырезки, *мм*; d — толщина листа, *мм*; τ_B — временное сопротивление листа срезу, *кГ/мм²*.

Для τ_B можно принять $0{,}7\sigma_B$, где σ_B — предел прочности листа при растяжении, например, $\sigma_B = 70$ *кГ/мм²*; $\tau_B = 0{,}7\sigma_B = 0{,}7 \cdot 70 = 49 \approx 50$ *кГ/мм²*. Прессы обычно рассчитываются на давления, значительно превосходящие штамповочные давления, необходимые для штамповки листов, укладываемых на их столы.

6-2. Активная сталь статоров машин переменного тока

В зависимости от типа вентиляции статора либо шихтовка является сплошной по всей длине активной стали и охлаждающая поверхность создается за счет вентиляционных отверстий в спинке пакета статора или в зубцах (рис. 6-2, *а*), за счет предпазов или увеличения наружной поверхности (рис. 6-2, *б*), либо же активная сталь подразделяется по длине радиальными вентиляционными каналами на отдельные пакеты (рис. 6-3).

Аксиальная толщина пакетов частично зависит от теплопроводности листов в направлении поперек шихтовки. При лаковой изоляции теплопроводность лучше, чем при бумажной, и при водородном охлаждении лучше, чем при воздушном.

Если при непосредственном охлаждении меди обмотки статора не надо отводить никаких потерь из обмотки через сталь статора к охлаждающему каналу, то удельная мощность потерь q *вт/см³* пропорциональна величине удельных потерь в электротехнической стали.

При применении различных сортов листовой стали с разными значениями q и результирующей теплопроводности поперек листа λ *вт/ (см·град)* ширина пакета с одинаковым внутренним повышением температуры ϑ также будет изменяться. Если мы примем для листовой стали с удельными потерями 3 *вт/кг* с бумажной изоляцией в воздухе толщину пакета $l_0 = 1$, то для других сортов листовой стали с различной изоляцией листов в воздухе и водороде допустимые ширины пакетов будут по табл. 6-1.

Вентиляционные каналы образуются дистанционными распорками, которые на одной стороне канала крепятся к крайнему листу клепкой или точечной сваркой. Аксиальная толщина дистанционных распорок определяется с учетом термических характеристик, а именно требуемой теплопередачей в охлаждающую среду (воздух или водород).

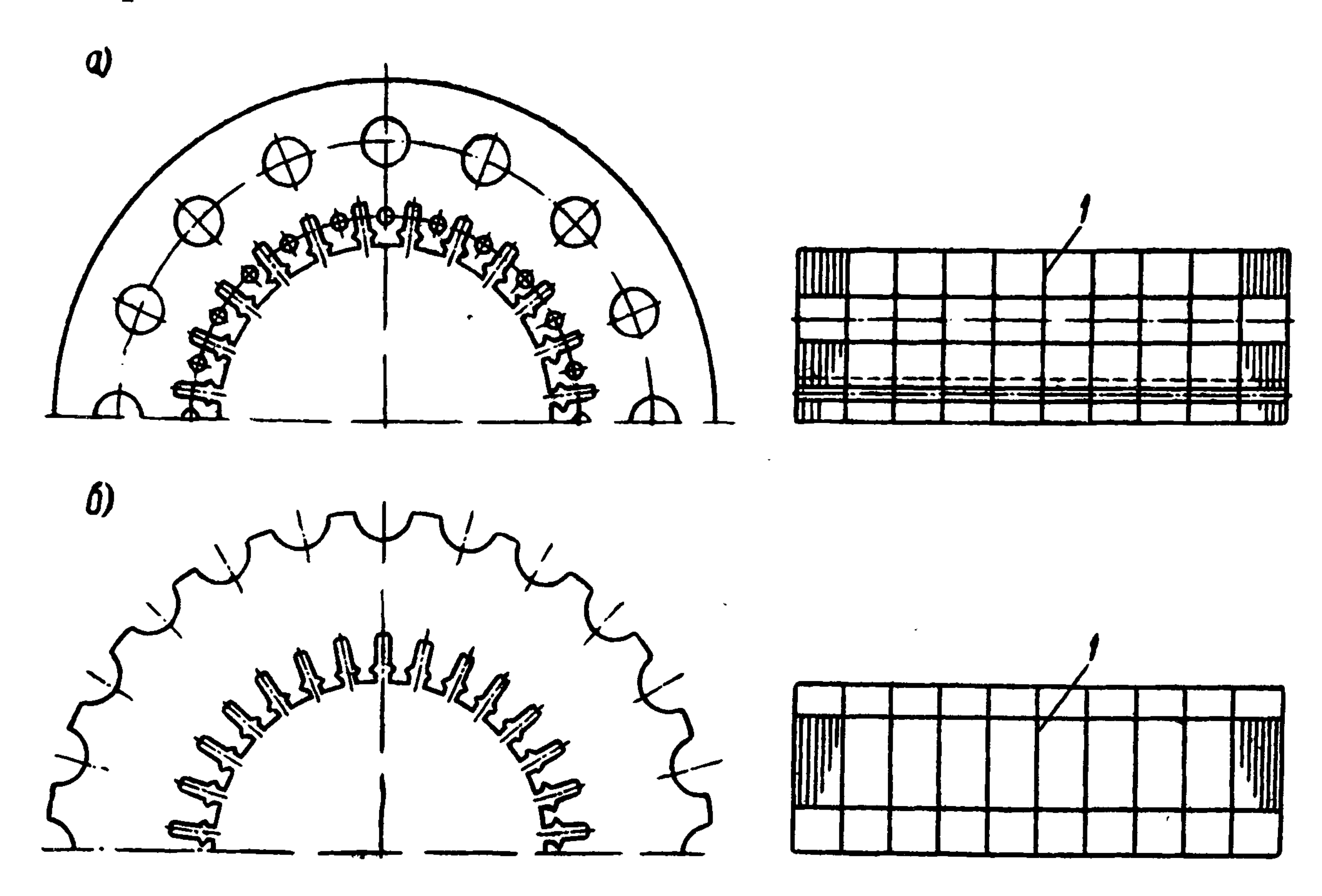


Рис. 6-2. Листы активной стали для машин переменного тока; охлаждающая поверхность создается: *а* — за счет вентиляционных отверстий в спинке пакета стали и в зубцах; *б* — за счет увеличения наружной поверхности

1 — изоляционные прокладки (картон, гетинакс и т. п.)

Таблица 6-1. **Относительные величины допустимых толщин пакетов активной стали в функции качества листовой стали, вида изоляции и охлаждающей среды** (воздух, водород) **при одинаковом максимальном нагреве внутри пакета**

Вид изоляции	l_i/l_0				
	3 *вт/кг* $a_1 = 0{,}5$ *мм*	2,3 *вт/кг* $a_1 = 0{,}5$ *мм*	1,7 *вт/кг* $a_1 = 0{,}5$ *мм*	1,3 *вт/кг* $a_1 = 0{,}35$ *мм*	1,0 *вт/кг* $a_1 = 0{,}35$ *мм*
Бумага в воздухе, $a_2 = 0{,}03$ *мм* . . .	1	1,13	1,29	1,28	1,43
Бумага в водороде, $a_2 = 0{,}03$ *мм* . . .	1,11	1,25	1,44	1,43	1,59
Лак в воздухе, $a_2 = 0{,}02$ *мм* . . .	1,38	1,56	1,75	1,74	1,95
Лак в водороде, $a_2 = 0{,}02$ *мм* . . .	1,75	1,96	2,19	2,18	2,37

a_1 — толщина листовой стали без изоляции;
a_2 — толщина слоя бумаги, включая клеящий лак или слой лака и воздуха или промежуток, заполненный водородом;
l_i/l_0 — отношение толщины пакета $2l_i$ изолированных листов в воздухе или водороде к толщине пакета $2l_0$ изолированных бумагой листов с удельными потерями 3 *вт/кг* в воздухе.

Необходимый на один вентиляционный канал расход охлаждающей среды определяется по формуле

$$Q = P_v/(c_p\rho\vartheta_{газ}),$$

где Q — расход охлаждающей среды, *м³/сек*; p_v — мощность потерь одного пакета, *квт*; $c_p\rho$ — удельное теплосодержание, *квт·сек/(м³·град)*; $\vartheta_{газ}$ — принятый нагрев газа, °С.

Перепад температуры ϑ_2 от отводящей потери поверхности к охлаждающей среде составляет

$$\vartheta_2 = P_v/(A\alpha_k),\ °C,$$

где P_v — мощность потерь на половину ширины пакета, *вт*; A — односторонняя поверхность охлаждающих каналов по периметру, *см²*; α_k — коэффициент теплопередачи, *вт/(см²·град)*. При различных коэффициентах конвекции, обусловливаемых различным сопротивлением протеканию среды в отдельных охлаждающих каналах, часто бывает целесообразным, чтобы аксиальная ширина каналов была неодинаковой по всей длине активной стали. Нормальная ширина каналов равна 6, 8, 10, 15 и 20 *мм*.

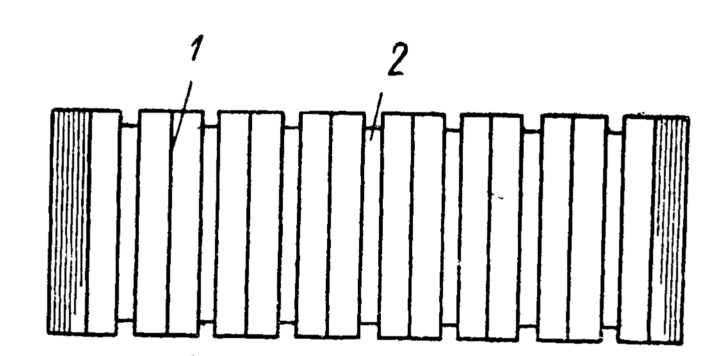


Рис. 6-3. Активная сталь статора, подразделенная радиальными вентиляционными каналами на отдельные пакеты

1 — изоляционные прокладки (картон, гетинакс и т. п.); *2* — охлаждающие каналы

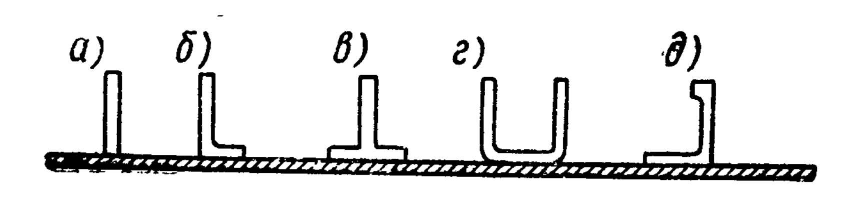
Дистанционные распорки в малых машинах целиком стальные, в более крупных машинах на участке низкой магнитной индукции в спинке пакета они выполняются из стали, а на участке зубцов с более высокой магнитной индукцией — из латуни или неметаллических материалов. При выборе формы распорок следует учитывать давление сжатия при шихтовке (распорки не должны выгибаться), а также необходимость обеспечения малого сопротивления протеканию охлаждающей среды и возможно малого шума (скругление входных и выходных кромок). Различные примеры исполнения дистанционных распорок, устанавливаемых в вентиляционных каналах активной стали статоров, показаны на рис. 6-4.

Крайние листы пакетов, в особенности у крупных машин, с целью отведения лобового магнитного поля рассеяния и для улучшения условий протекания потока охлаждающей среды выполняются с уступами (рис. 6-5).

Крайние нажимные пальцы приклепываются или привариваются либо к крайним листам или сегментам, либо к нажимным плитам или нажимным сегментам (рис. 6-5 и 6-6), или же отливаются в виде единого целого вместе с нажимными плитами. У крупных машин всегда крайние нажимные пальцы, а нередко и нажимные плиты с целью снижения потерь от вихревых токов выполняются немагнитными (немагнитная сталь или стальное литье, либо цветные металлы), или же магнитные нажимные плиты экранируются от лобового поля рассеяния медными покрытиями.

Аксиальное сжатие пакета стали в корпусе производится посредством нажимных плит или сегментов, которые крепятся к корпусу шпонками или винтами (рис. 6-5) или же стягиваются изолированными стяжными болтами, проходящими через отверстия в пакете активной стали (рис. 6-6).

Изоляция стяжных болтов относительно активной стали статора необходима потому, что в них под действием вращающегося поля индуктируется напряжение; кроме того, стяжные болты, по крайней мере на одной торцевой стороне статора, не должны иметь электрического соединения между собой, так как в противном случае они будут образовывать короткозамкнутую клетку. Индуктируемое напряжение зависит от радиального положения стяжных болтов в спинке статора. На наружной кромке спинки оно равно нулю и увеличивается в направлении к основанию паза.



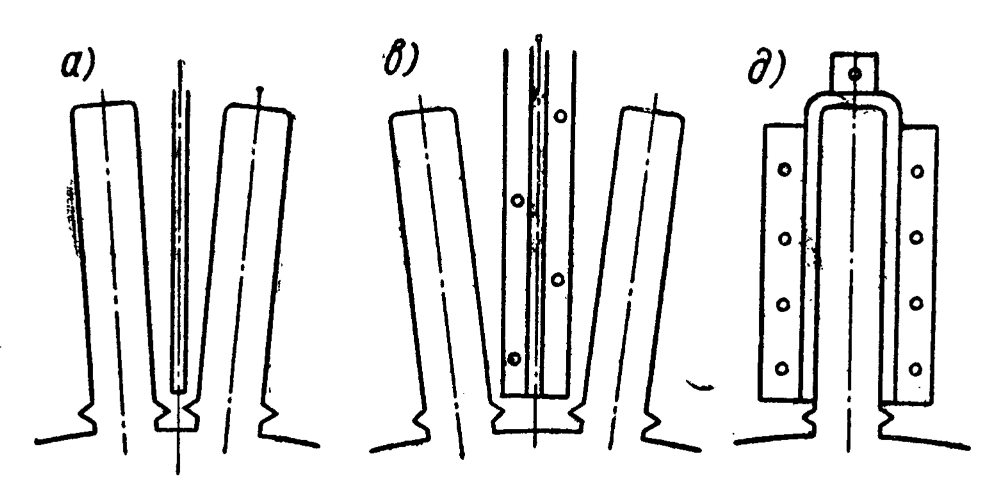


Рис. 6-4. Дистанционные распорки для образования вентиляционных каналов

Наибольшее напряжение, в соответствии с которым следует выбирать изоляцию болта, индуктируется в стяжном болте, который располагается на окружности оснований пазов. Амплитуду этого напряжения можно рассчитать по формуле $U = 2\tau_p fBl$, где U — амплитуда напряжения, *в*; τ_p — полюсное деление, отнесенное к середине воздушного зазора, *см*; f — частота, *гц*; B — индукция в середине воздушного зазора[1], *в·сек/см²*; l — аксиальная длина статора, *см*.

В малых машинах скрепленные скобами, клепанные или сваренные пакеты активной стали статора иногда запрессовываются в корпус в виде готовых пакетов или закрепляются в нем горячей посадкой, или же запрессованный в форму пакет активной стали статора заливается вокруг легким металлом. Это обеспечивает плотную посадку в корпус листов активной стали, особое значение которой придают в герметичных электродвигателях с поверхностным охлаждением корпуса.

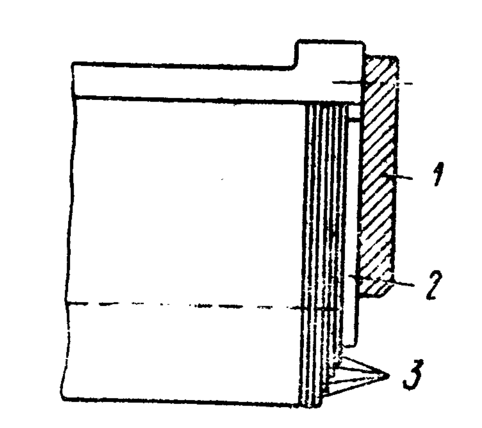


Рис. 6-5. Крайняя часть пакета активной стали статора

1 — нажимная плита; *2* — нажимной палец; *3* — крайние листы

Крепление цельных круглых дисков активной стали в корпусе производится в средних машинах посредством плотной посадки по второму классу точности в расточенных корпусах или в отдельных обработанных ребрах корпуса. Предохранение от проворачивания обеспечивается с помощью выштампованных в листах полукруглых

[1] 1 *в·сек/см²* = 10^8 *гс*.

или плоских клиньев (шпонок) (рис. 6-7). Эти клинья (шпонки) должны быть настолько прочными, чтобы они могли воспринимать полный вращающий момент короткого замыкания, т. е. 12—18-кратный нормальный вращающий момент.

При выполнении пакетов активной стали статоров из сегментов, т. е. во всех машинах с наружным диаметром пакета приблизительно свыше 1100 *мм*, шихтовка листов в корпусе всегда производится по направляющим клиньям в обмоточных пазах и поэтому крепление сегментов в корпусе, которое осуществляется обычно клиньями в виде ласточкиных хвостов, должно иметь для обеспечения сборки определенный зазор. Пример исполнения см. на рис. 6-8.

При шихтовке сегментов обычно применяется двойная перешихтовка листов вполнахлеста. Каждый сегмент фиксируется относительно корпуса с помощью двух расположенных по наружной окружности пазов, имеющих форму ласточкиных хвостов или какую-либо иную форму. При этом количество пазов на сегмент должно выражаться целым четным числом, если желательно применять одну и ту же вырезку для всех сегментов (рис. 6-9).

Рис. 6-6. Принцип сборки пакета активной стали посредством стяжных болтов

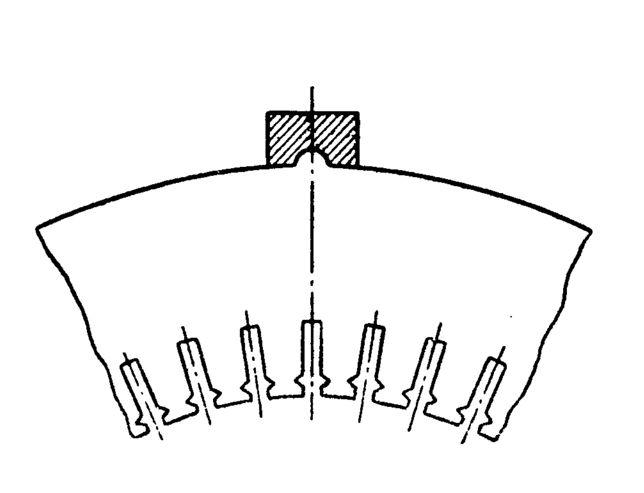


Рис. 6-7. Предохранение от проворачивания цельных листов активной стали в корпусе

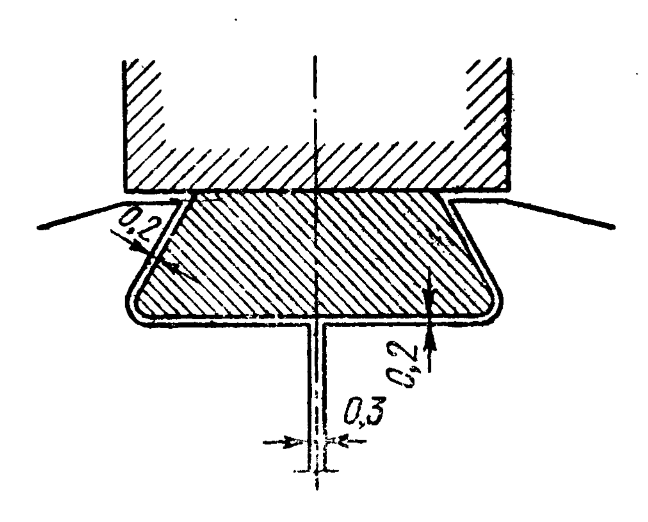


Рис. 6-8. Крепление сегментов активной стали статора в корпусе посредством клиньев в виде ласточкиных хвостов

При расположении в четырех фиксирующих пазах (ласточкины хвосты) возможно также нечетное число пазов на сегмент и другая перешихтовка, например втретьнахлеста (рис. 6-10).

Перешихтовка производится обычно в каждом слое листов относительно следующего слоя. Однако известны также конструкции, в особенности при малых высотах спинки пакета активной стали, в которых перешихтовка производится только после значительного числа шихтованных без нахлеста листов.

Сегменты могут штамповаться таким образом, что их края будут проходить по середине паза или по середине зубца (рис. 6-11). С учетом пониженного сопротивления полузубцов вибрациям и опасности повреждения полузубцов при сборке разъемных корпусов предпочтение отдается обычно сегментам, края которых проходят по середине паза.

Они имеют, однако, тот недостаток, что при разъемных корпусах замыкающие катушки обмотки могут укладываться в статор только на месте монтажа машины.

Шихтовка может производиться параллельно или под углом к оси (см. рис. 10-30, а также шихтованные венцы роторов, стр. 354). При разъемных корпусах шихтовка должна выполняться таким образом, чтобы полусегменты активной стали были также достаточно хорошо закреплены на стыковых разъемах.

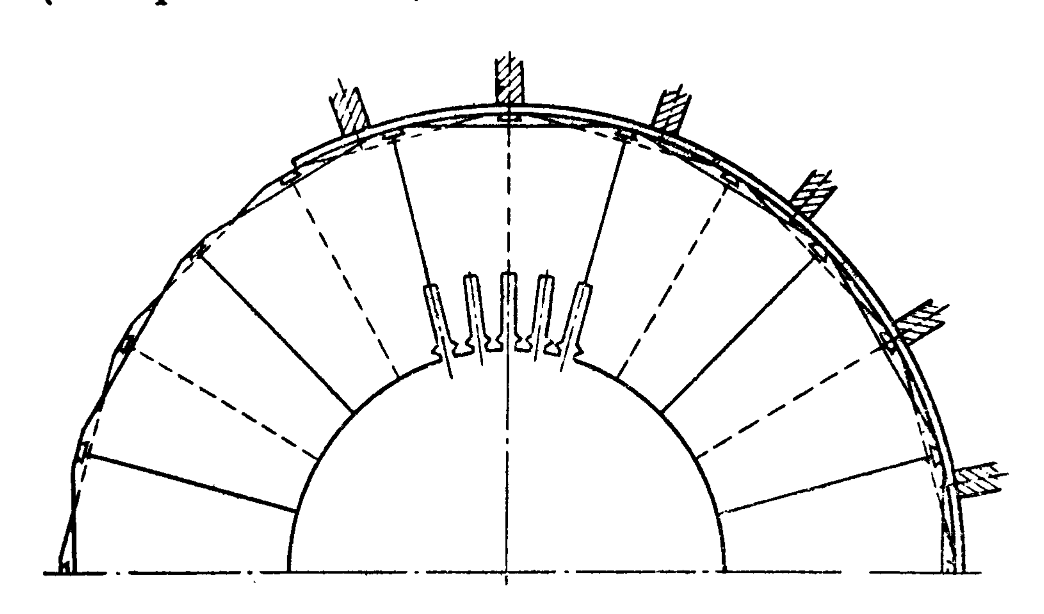


Рис. 6-9. Шихтовка сегментов вполнахлеста

Следовательно, выполнение сегментов по рис. 6-9, которое часто применяется в неразъемных корпусах, при составных корпусах невозможно, и здесь должны применяться сегменты по рис. 6-11. При составных корпусах стыковые разъемы пакетов активной стали изолируются тонким прессшпаном для того, чтобы предотвратить трение листов между собой и вследствие этого короткие замыкания между листами в стыках.

Соединение пакета активной стали статора с корпусом является обычно жестким или квазижестким, при котором предусматривается

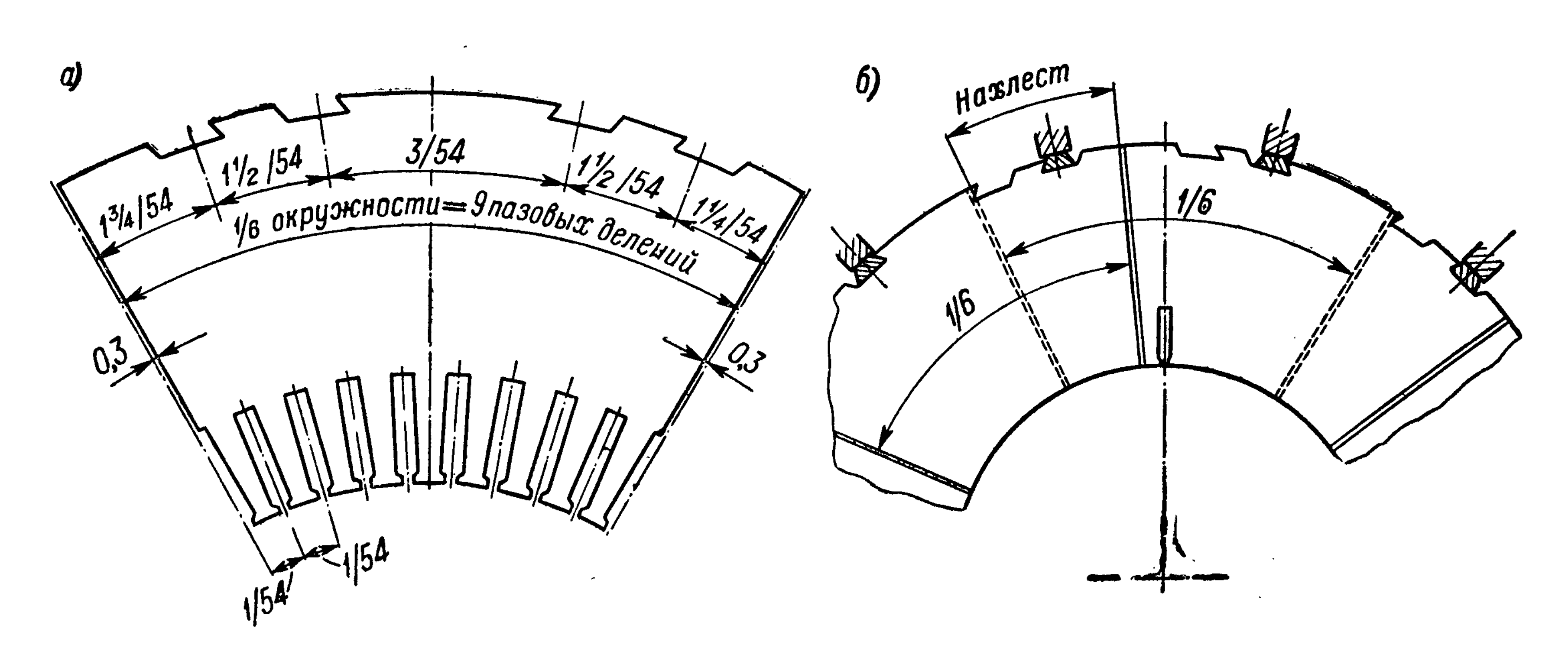


Рис. 6-10. Сегменты активной стали статора с четырьмя фиксирующими пазами и нечетным числом пазов (*а*) и шихтовка сегментов активной стали втретьнахлеста (*б*)

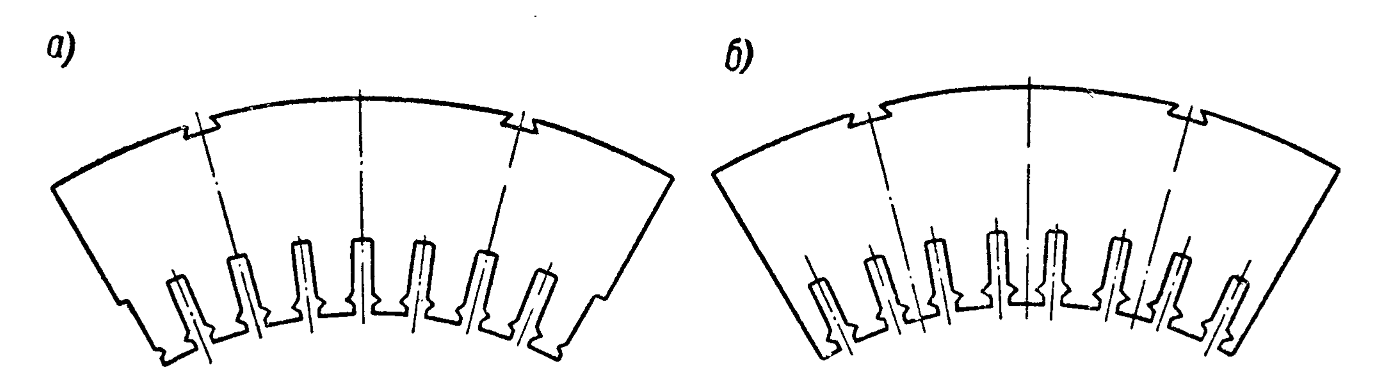


Рис. 6-11. Вырезка сегментов активной стали с краями: *а* — по середине паза и *б* — по середине зубца

лишь небольшая возможность для расширений, в особенности для тепловых расширений.

В двухполюсных турбогенераторах большой мощности предусматривается упругое соединение (подвеска) пакета активной стали с корпусом. Это имеет целью снижение сил и вибраций, передаваемых корпусу от пакета активной стали и вызываемых вращающимся магнитным полем с частотой, равной двойной скорости вращения. Упругая подвеска будет тем эффективнее, чем ниже ее собственная частота по сравнению с частотой вынужденных колебаний (100 или 120 *гц* при частоте тока 50 или 60 *гц*) (см. также стр. 233).

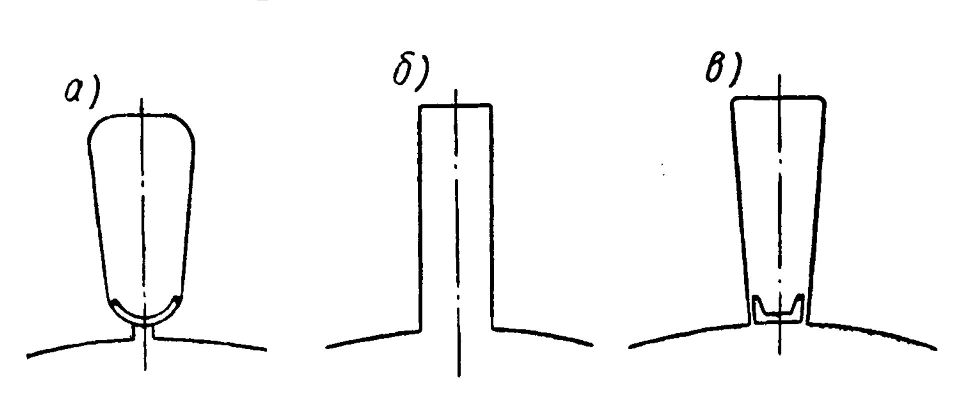


Рис. 6-12. Пазы статоров для обмотки из проволоки круглого сечения: *а* — для всыпных обмоток; *б* — для запрессованных и запеченных обмоток; *в* — для запрессованных обмоток с заклиновкой

Пазы статора выполняются различной формы в зависимости от величины машины, типа обмотки и способа ее крепления в пазах. На рис. 6-12 и 6-13 изображены наиболее часто применяемые типы пазов.

На рис. 6-14 показаны сечения пакетов активной стали статора и ротора генераторов средней частоты разноименнополюсного типа.

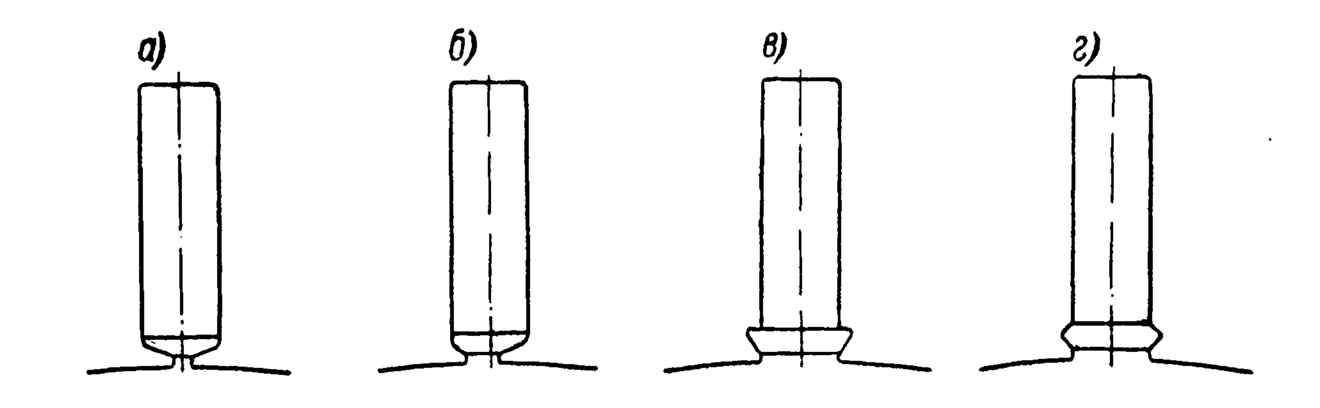


Рис. 6-13. Пазы статоров для стержневой и катушечной обмотки: *а* и *б* — полуоткрытые пазы для обмоток из проволок профильного сечения, полушаблонных катушек или стержневых обмоток с разрезными лобовыми частями; *в* и *г* — открытые пазы для шаблонных катушек или стержневых обмоток

Открытые пазы, которые удобны с точки зрения укладки обмотки, часто диктуют с учетом потерь необходимость применения относительно большого воздушного зазора. Максимальная величина отношения ширины открытия паза к одностороннему воздушному зазору приблизительно составляет: для синхронных машин с массивным ротором — 1,5[1]; для синхронных машин с шихтованной поверхностью полюсов — 2,5; для асинхронных машин с малым числом полюсов — 4,5; для асинхронных машин с большим числом полюсов — 9.

[1] При бóльших воздушных зазорах синхронных машин вряд ли необходимы бóльшие значения этого отношения.

С учетом допусков на изготовление инструмента и перекоса листов под действием внутренних напряжений размеры вырубленных пазов (размеры в «штампе») должны выбираться несколько бо́льшими, чем требуется для пазов собранного пакета стали (размеры «в свету»).

При компаундной штамповке в качестве штамповочного размера достаточно брать обмоточный размер с плюсовым допуском на изготовление паза. При штамповке пазным штампом в зависимости от формы пазов для штамповочного размера делается припуск от 0,2 до 0,3 *мм* к необходимому размеру паза «в свету». Расчет магнитной индукции в зубцах должен производиться по размеру пазов «в штампе».

Высота клина как в полуоткрытых, так и в открытых пазах статоров определяется обычно не нагрузками на клинья во время эксплуатации машины, а необходимой толщиной клиньев для выполнения заклиновки, а также применяемым для изготовления клиньев материалом (дерево, гетинакс, текстолит на фенольной смоле, искусственные древесные пластики[1] или армированные тканью или волокном синтетические смолы). Исключение составляют крупные генераторы и однофазные машины.

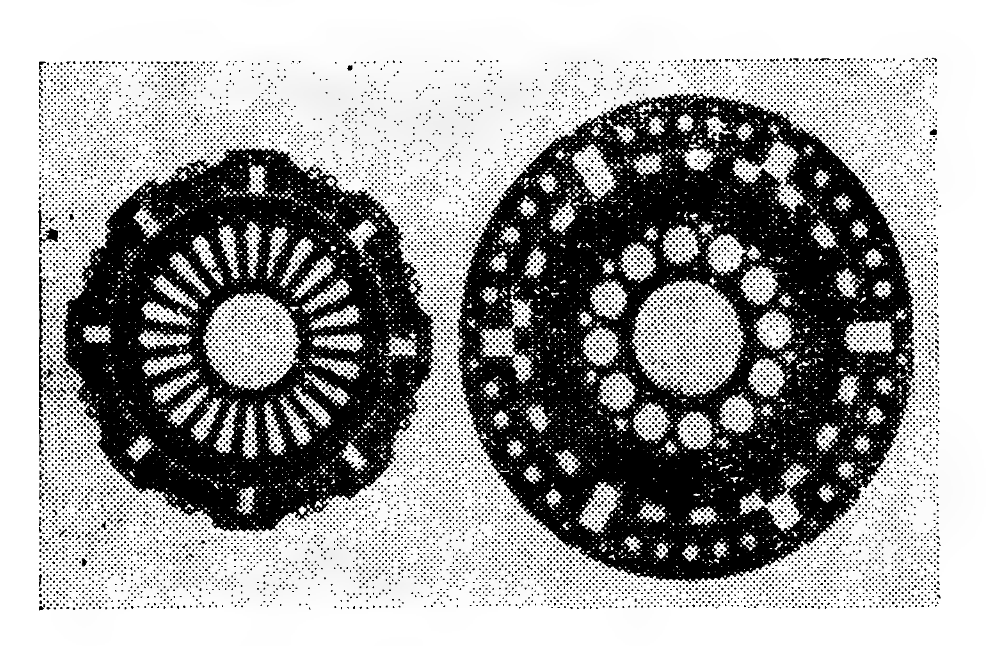


Рис. 6-14. Сечения пакетов активной стали ротора и статора машины средней частоты разноименнополюсного типа

Магнитные клинья, применяемые с целью получения комбинации преимуществ полуоткрытых пазов у машин переменного тока с технологическими преимуществами открытых пазов, используются редко, так как или слишком мала их магнитная проницаемость, либо же силы, действующие при вибрациях на магнитные клинья, нарушают прочность посадки клиньев в пазах.

6-3 Активная сталь роторов машин переменного и постоянного тока

Пакет активной стали ротора машин переменного и постоянного тока должен выдерживать центробежные силы собственного веса и веса обмотки ротора, проводить магнитный поток и передавать на вал вращающий момент, создаваемый в пазовой зоне. В отношении изоляции листов активной стали справедливы те же положения, что и для статоров машин переменного тока.

Механические напряжения при угонной скорости вращения в зубцах у основания пазов, а также тангенциальные напряжения при

---

[1] Например, Lignostone или Permoli, а также буковая древесина или фанера, уплотненная прессованием перпендикулярно к направлению волокон и пропитанная в вакууме синтетической смолой, затем высушенная и прессованная под давлением с нагревом.

растяжении в наиболее слабом сечении пакета ротора не должны превышать 75% предела текучести листовой электротехнической стали.

У малых машин шпонка в пакете ротора часто не предусматривается, а гладкий или рифленый вал запрессовывается в пакет активной стали ротора с прессовой посадкой по второму классу точности.

Цельные диски активной стали средних машин либо насаживаются по отдельности на вал или звезду ротора плотной посадкой по второму классу точности и спрессовываются на нем в пакеты, либо же в быстроходных машинах диски склепываются между собой в пакеты, растачиваются и насаживаются на вал горячей посадкой с соответствующим натягом. Передача вращающего момента осуществляется посредством шпонок.

В машинах с сильными колебаниями величины вращающих моментов (например, у дизель-генераторов при прохождении через крутильно-критические скорости вращения) часто применяются призонные круглые шпонки, которые запрессовываются в предварительно развернутые пазы — половина паза в звезде ротора и половина паза в пакете активной стали (рис. 6-15).

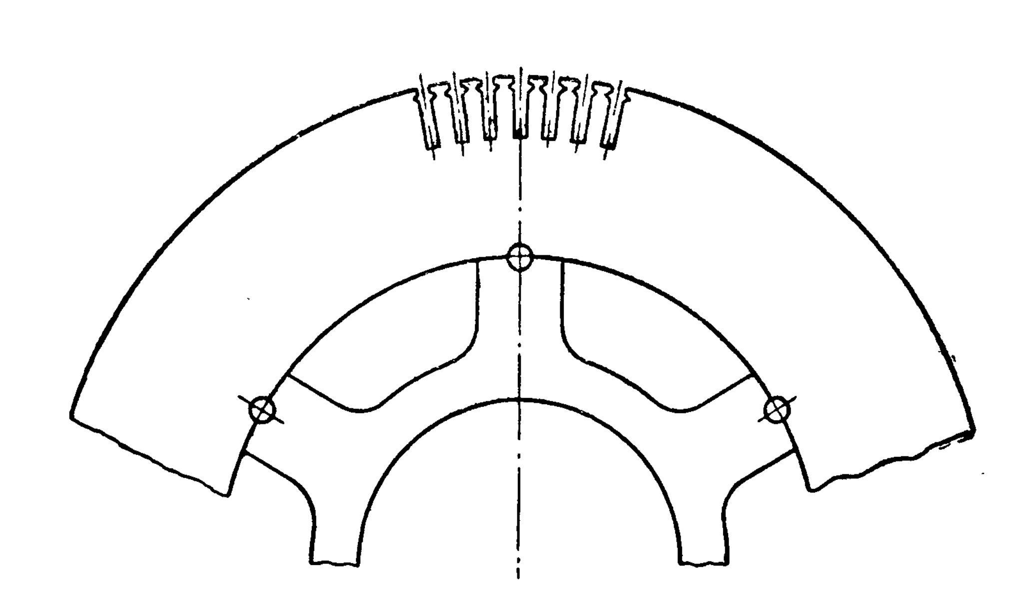


Рис. 6-15. Передача вращающего момента между остовом ротора и пакетом активной стали посредством круглых шпонок

Прессовая посадка или величина натяга при горячей посадке должны быть у быстроходных машин настолько большими, чтобы при угонной скорости вращения и нагретом сердечнике ротора не происходило отделения пакета от вала или звезды ротора. В этом случае нагрузка на листы активной стали определяется значением посадочного натяга, которое обусловливает напряжение в расточке холодного пакета в состоянии покоя.

Сегментированные листы для роторов больших диаметров, при которых применять цельные листы активной стали уже невозможно, шихтуются на звезду ротора по отдельности либо в виде предварительно собранных колец, или же такие кольца насаживаются на ступицу или втулку ротора горячей посадкой. При шихтовке на ротор отдельных сегментов натяг листов активной стали может создаваться после окончания шихтовки радиальной заклиновкой (с нагревом или без нагрева роторного пакета).

В тихоходных машинах можно обойтись посадкой пакета активной стали на звезду ротора без натяга. В этом случае часто применяется крепление пакета посредством зубцов или пазов, выполненных в виде ласточкиных хвостов в сегментах активной стали (рис. 6-16), или же только посредством крепежных пазов и призматических шпонок (рис. 6-17).

Для машин с переменным во времени вращающим моментом (например, асинхронные электродвигатели преобразователей для соеди-

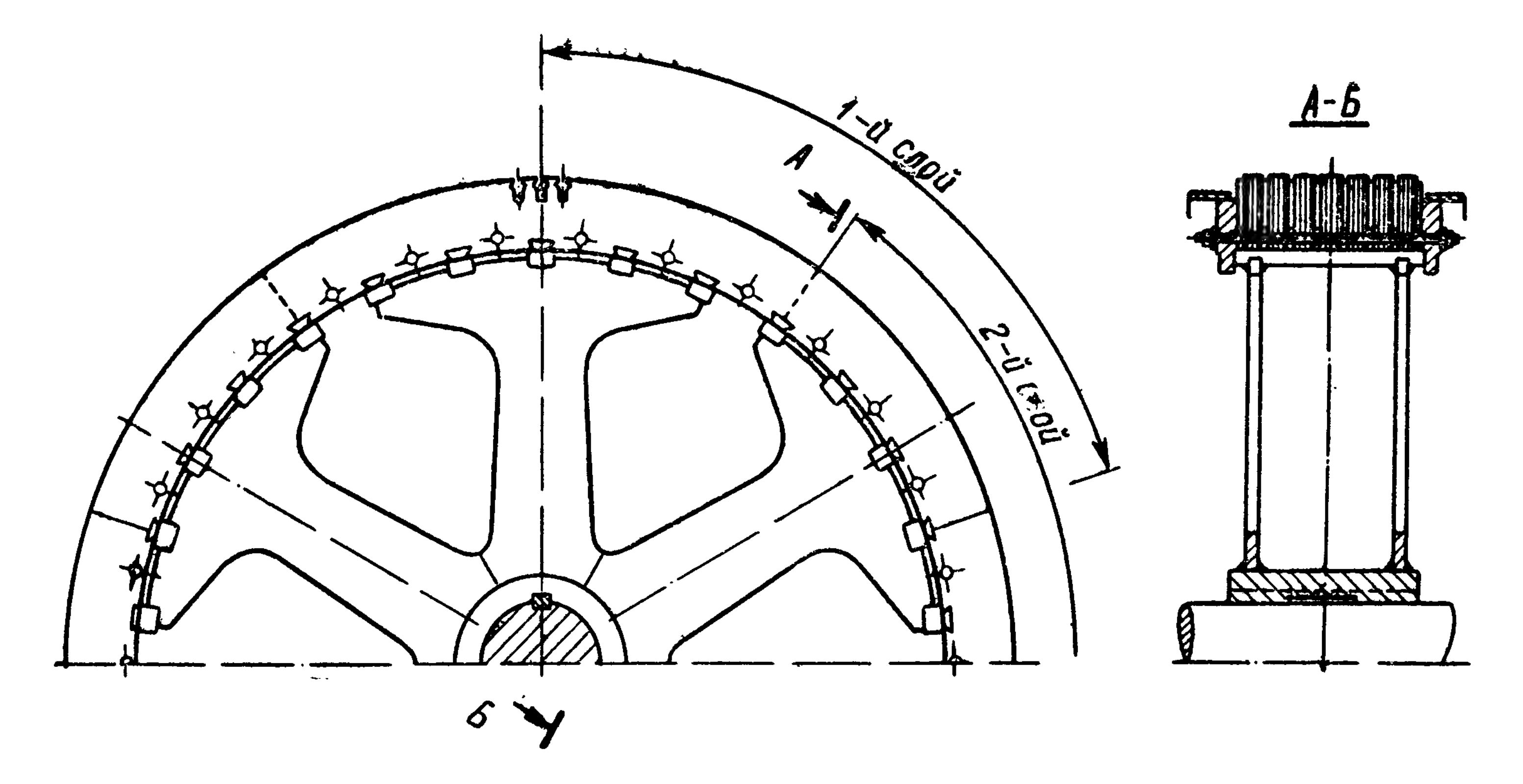


Рис. 6-16. Крепление сегментов активной стали ротора посредством пазов в сегментах в виде ласточкиных хвостов. Аксиальные болты либо изолированы, либо вставлены с зазором и не контактируют со стенками отверстий

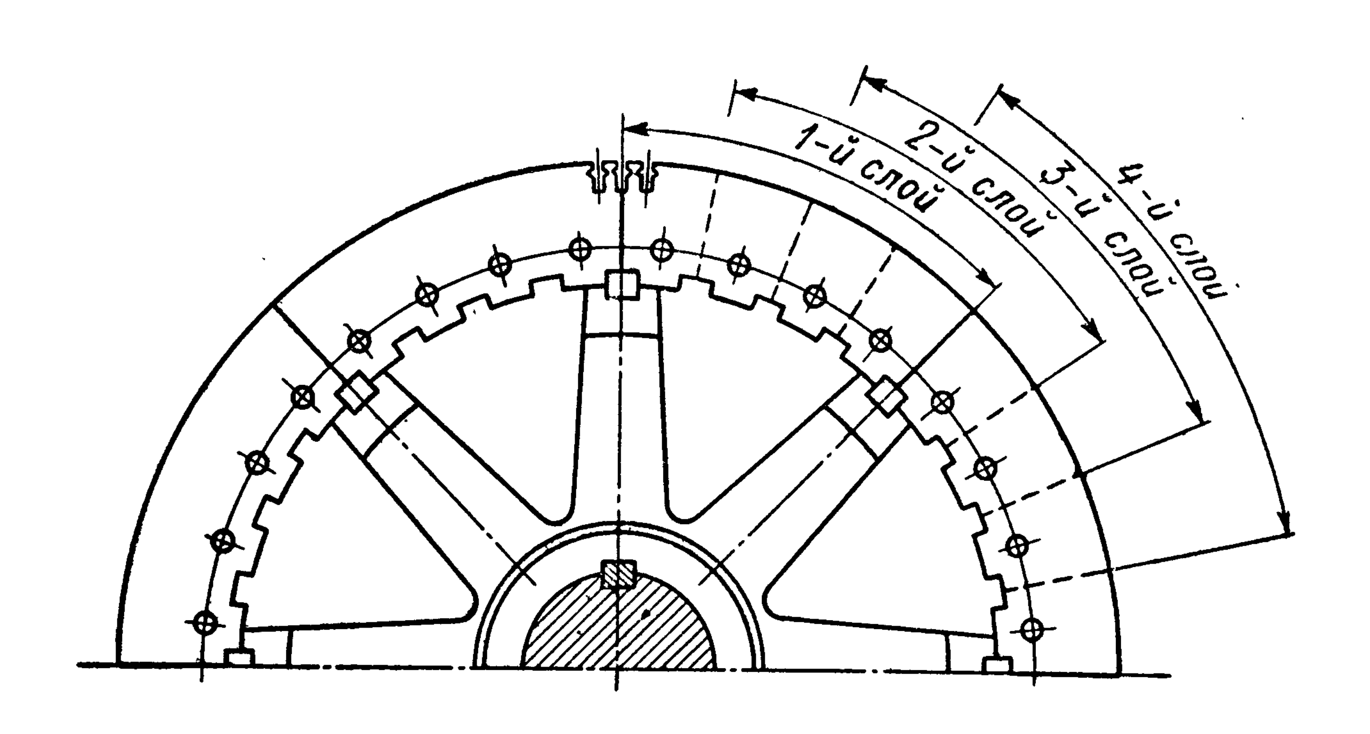


Рис. 6-17. Обод ротора из активной стали, собранный на стяжных болтах. Фиксация на остове ротора посредством прямоугольных пригнанных шпонок

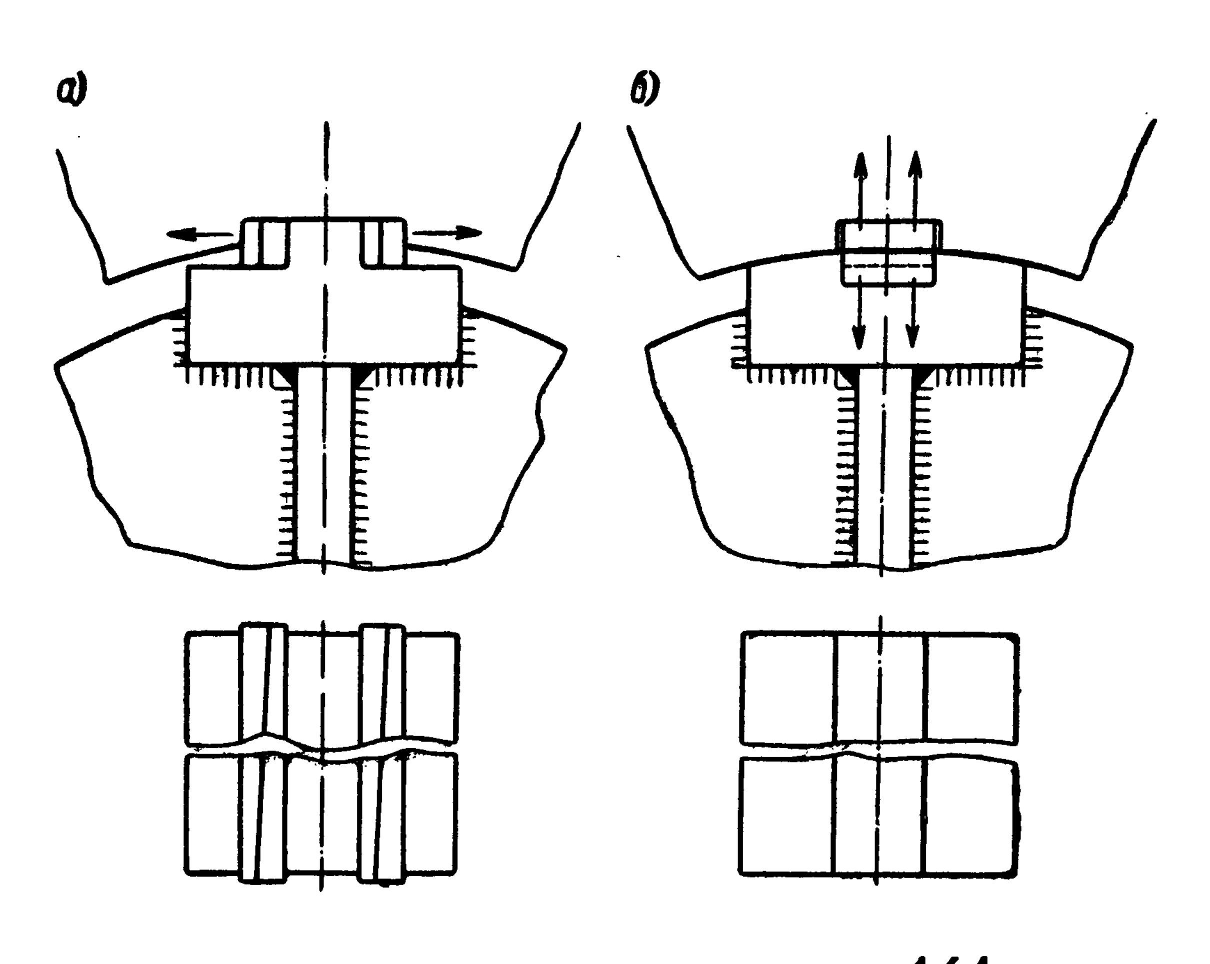


Рис. 6-18. Крепление листов активной стали якоря машин постоянного тока и асинхронных машин посредством поперечной тангенциальной и радиальной заклиновки по окружности: *а* — тангенциальная заклиновка; *б* — радиальная заклиновка

нения сетей) или для машин с ударными нагрузками (например, электродвигатели прокатных станов) необходима тангенциальная заклиновка. На рис. 6-18 показано крепление листов активной стали посредством чередующейся тангенциальной и радиальной заклиновки.

В то время как листовые сегменты статоров перешихтовываются, как правило, только вполнахлеста, для сегментов активной стали ро-

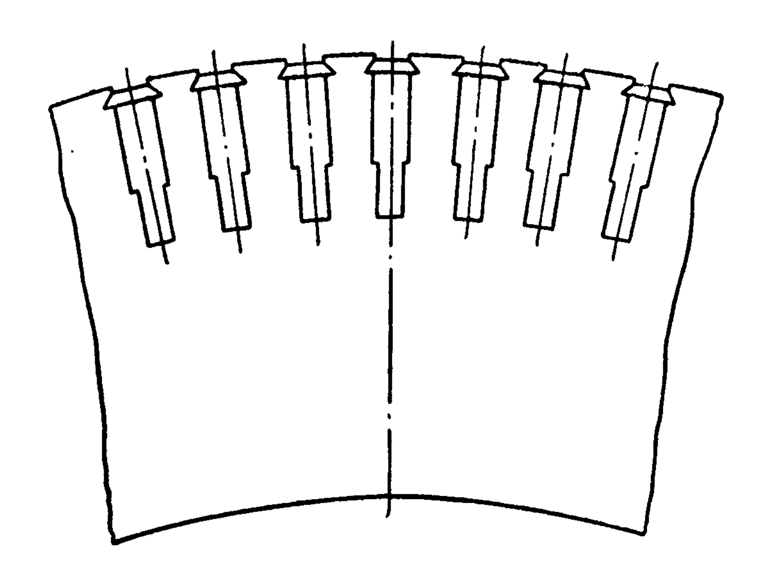


Рис. 6-19. Пазы с уступами для высокоиспользованных машин

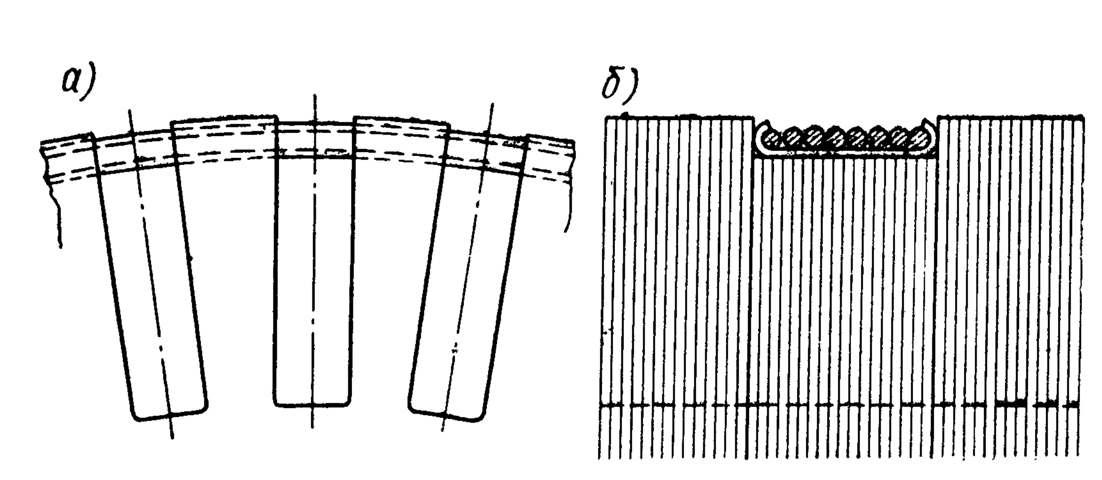


Рис. 6-20. Крепление обмотки в открытых пазах посредством бандажей, изолированных от пакета активной стали: *а* — поперечное сечение; *б* — продольное сечение

торов обычно необходима более значительная перешихтовка: на 2/3 3/4, 4/5 или 5/6-нахлеста для того, чтобы ограничить снижение механической прочности в стыках сегментов (рис. 6-17). Механический расчет шихтованных венцов роторов см. на стр. 354.

Для обмотанных пазов роторов применяются практически такие же формы, как для пазов статоров (см. рис. 6-12 и 6-13). Однако в высокоиспользованных машинах применяются также пазы с уступами (рис. 6-19). Открытые пазы роторов машин постоянного тока иногда не закрываются клиньями, а обмотка закрепляется как в лобовой части, так и на участке пакета активной стали посредством бандажей, изолированных от сердечника ротора (рис. 6-20). О расчете бандажей см. стр. 268. Для асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором применяются разнообразные формы пазов (см. рис. 7-23).

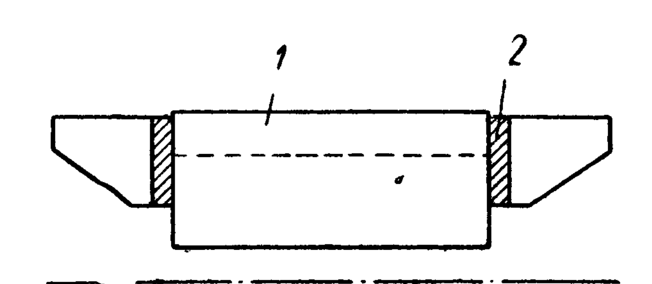


Рис. 6-21. Аксиальное сжатие пакета активной стали короткозамкнутого ротора малого электродвигателя посредством отлитых вместе с обмоткой нажимных (короткозамыкающих) колец с вентиляционными лопастями

1 — пакет активной стали; *2* — нажимное кольцо с вентиляционными лопастями

Аксиальное сжатие пакетов активной стали малых электродвигателей с короткозамкнутым ротором осуществляется посредством отливаемых вместе с беличьей клеткой нажимных колец, приливы которых образуют вентиляционные лопасти (рис. 6-21). В малых машинах других типов — посредством склепки или приварки крепежных деталей. У средних и крупных машин аксиальное сжатие пакета обеспечивается нажимными дисками (рис. 6-22), которые одновременно поддерживают лобовые части обмотки ротора; такие обмоткодержатели

фиксируются на валу различными способами, обеспечивающими заданное сжатие пакета.

Пазовые клинья в пакете активной стали ротора должны воспринимать центробежную силу собственного веса и центробежную силу содержимого паза.

Нормальные клинья могут рассчитываться так же, как когти в виде ласточкиных хвостов (см. стр. 323 и далее). При этом для клина с углом при основании 60° справедливо, например, для эквивалентного (приведенного) напряжения [1] следующее выражение:

$$\sigma_v = 1{,}79Z/(lh_1).$$

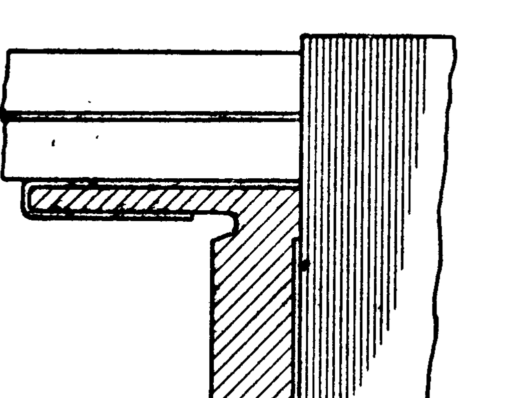


Рис. 6-22. Аксиальное сжатие пакета активной стали ротора посредством обмоткодержателей

При очень широких клиньях с отношением $b/h_1 > 2$, которые подвергаются в основном действию изгибающей нагрузки (см. рис. 10-21), расчетное эквивалентное напряжение совпадает с изгибным напряжением и составляет согласно уравнениям (10-36) и (10-37) для клина с углом при основании 60°

$$\sigma_v = \sigma_b = \frac{3}{4} \cdot \frac{Zb_1}{lh_1^2} = \frac{3}{4}\left(1 + \frac{h_1}{\sqrt{3}\,b}\right)\frac{Zb}{lh_1^2},$$

где Z — центробежная сила клина плюс центробежная сила содержимого паза; h_1 — высота клина; l — длина клина; b_1 — средняя ширина клина; b — наименьшая ширина клина.

Для клиньев, изготовленных из различных материалов, при условии 10—12-кратного запаса прочности можно предложить следующие значения допустимых эквивалентных напряжений в *кГ/см*²:

Твердая порода дерева (белый бук)	50
Фибра	75
Армированная стекловолокном пластмасса (стеклотекстолитовая ткань или мат) при 20—150 °С	250—120

6-4. Полюсы и полюсные башмаки

А. Главные и добавочные полюсы машин постоянного тока. *Главные полюсы* машин постоянного тока состоят из полюсного сердечника и полюсного башмака. Для снижения потерь в стали полюсных башмаков, вызываемых малыми колебаниями магнитного поля вследствие

[1] Если бы нормальный клин рассчитывался только на срез, то при касательном напряжении $\tau = \frac{Z/2}{lh_1}$ и зависимости $\sigma_v = \sqrt{3}\,\tau$ получилось бы эквивалентное (приведенное) напряжение

$$\sigma_v = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \frac{Z}{lh_1} = 0{,}87\,\frac{Z}{lh_1},$$

которое равно только половине действительного.

наличия пазов в роторе, башмаки (наконечники) полюсов выполняются всегда шихтованными, в то время как для машин с легкими условиями регулирования полюсный сердечник мог бы быть в принципе массивным. Для полюсных башмаков применяются либо «отходы» электротехнической стали, либо нетравленая листовая сталь толщиной от 1 до 2 *мм*. Изоляции листов, выполненных из нетравленой стали, не требуется.

На практике, как правило, отказываются от составных конструкций из полюсных сердечников и полюсных башмаков и шихтуют весь главный полюс целиком. Шихтованный из листовой стали полюс прессуется с удельным давлением около 20 $кГ/см^2$ и склепывается под прессом, или же пропущенные через сердечник болты свариваются на концах с нажимными плитами. Поперечное сечение заклепок или болтов, распределенных в полюсе как можно более равномерно, должно рассчитываться таким образом, чтобы они могли воспринимать упругую реакцию сжатого полюса. В качестве нажимных плит, в которых размещаются головки заклепок или приваренных болтов, применяются отожженные стальные листы (пластины) толщиной от 8 до 20 *мм* в зависимости от поперечного сечения и длины полюса или же обычные травленые полюсные пластины, скрепленные между собой точечной сваркой. При сильном сжатии сердечников резьба для болтов крепления главных полюсов к станине может нарезаться непосредственно в шихтованном пакете листовой стали. Это болты должны воспринимать, кроме собственного веса полюса и обмотки, также тангенциальные силы, создаваемые вращающим моментом. Болты крепления главных полюсов следует затягивать с предварительным натяжением, обеспечивающим плотность контакта главного полюса со станиной (см. стр. 237).

У компенсированных машин постоянного тока в соответственно увеличенных полюсных башмаках выштамповываются пазы для размещения компенсационной обмотки. Пазы для компенсационной обмотки могут быть полностью закрытыми или полузакрытыми. Открытые пазы почти не применяются.

Вследствие того, что под выступы полюсных башмаков попеременно входят и из-под них выходят пазы и зубцы ротора, в крупных машинах могут возникать колебания ротора и станины (корпуса) с частотой, определяемой числом пазов ротора, и, следовательно, резонансы и шум. Поэтому при нескошенных пазах ротора (скос на одно зубцовое деление) у таких машин целесообразно аксиально наискось фрезеровать выступы башмаков шихтованных полюсов или же расширять воздушный зазор под краями полюсных башмаков (эксцентричный воздушный зазор). Поверхность прилегания полюса к корпусу (станине) имеет обычно дуговую форму, получаемую штамповкой. Радиус дуги полюса часто бывает несколько больше радиуса корпуса, так что полюс устойчиво прилегает к корпусу (рис. 6-23). У некомпенсированных машин полюсные башмаки выполняются в большинстве случаев так, чтобы воздушный зазор увеличивался от центра полюса к его концам. Это делается для того, чтобы, с одной стороны, уменьшить искажение поля под действием реакции якоря (благодаря

этому уменьшается также максимальное напряжение между коллекторными пластинами), а с другой стороны, чтобы уменьшить рассеяние главного поля в зоне коммутации. Радиус расточки полюсного башмака для эксцентричного воздушного зазора под полюсным башмаком рассчитывается чисто геометрически для заданного значения δ при условии пренебрежения малыми величинами второго порядка из уравнения

$$r_p = r + \delta_0 + e(\delta_1), \tag{6-3}$$

а эксцентриситет e определяется по выражению

$$e(\delta_1) = \frac{(r + \delta_1)^2 - (r + \delta_0)^2}{2[r + \delta_0 - (r + \delta_1)\cos\alpha]}. \tag{6-4}$$

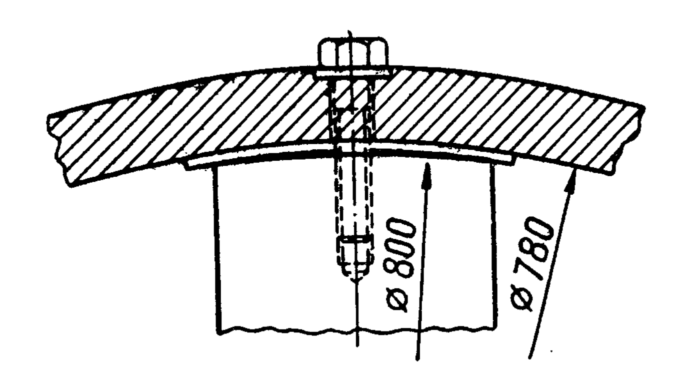


Рис. 6-23. Крепление главного полюса к магнитной станине

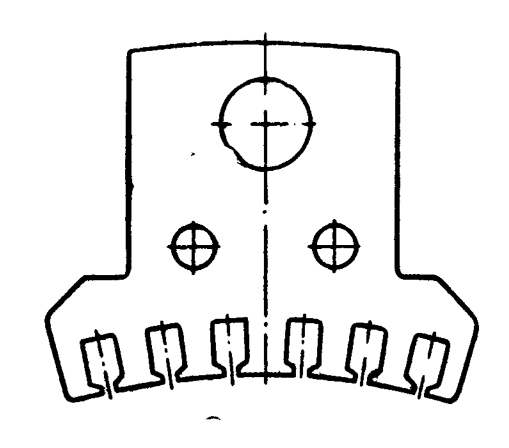


Рис. 6-25. Лист главного полюса с пазами компенсационной обмотки

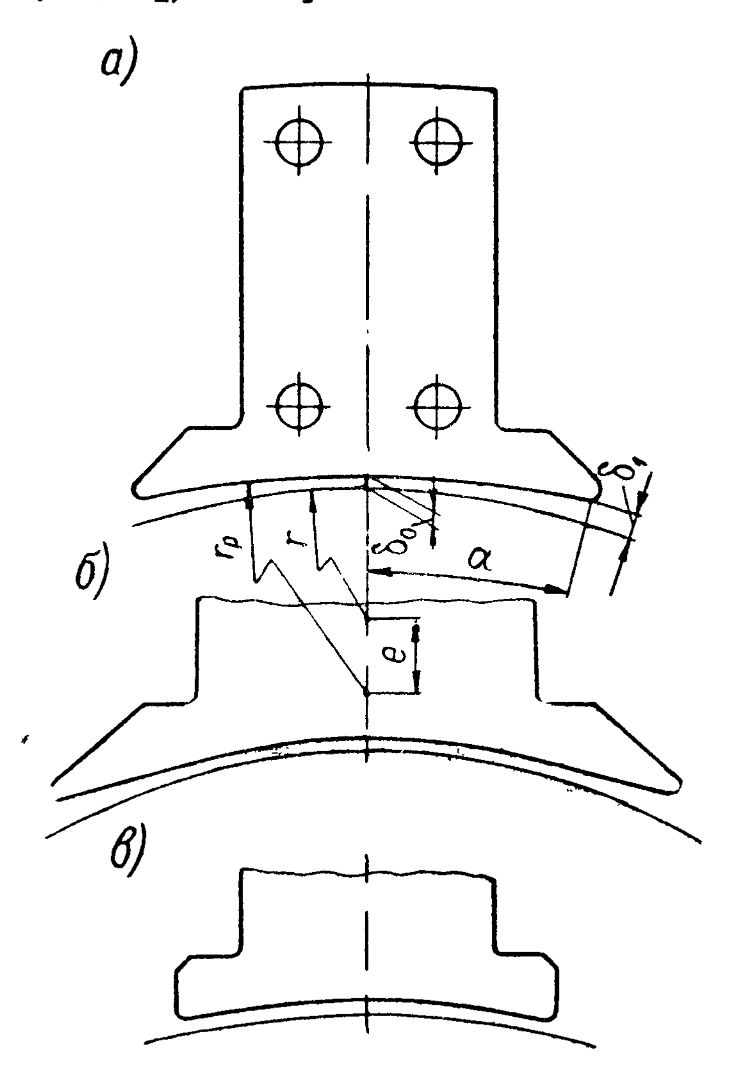


Рис. 6-24. Башмаки главных полюсов: *а* — с эксцентричным воздушным зазором; *б* — со скошенными и *в* — со срезанными выступами полюсных башмаков

Обозначение величин приведено на рис. 6-24, *а*. Обычно применяются формы полюсных башмаков по рис. 6-24, *а*, *б* и *в*. Для главных полюсов с пазами для компенсационной обмотки применяется форма полюсных башмаков по рис. 6-25. Главные полюсы с демпферными пазами, которые применялись раньше для одноякорных преобразователей (рис. 6-26), в настоящее время уже почти не находят применения, за исключением разве возбудителей переменного тока для питания вращающихся выпрямителей. Шаг демпферных пазов, так же как и у вращающихся полюсов синхронных машин, равен шагу пазов якоря.

У машин с высокими динамическими требованиями к магнитной цепи главного магнитного потока нажимные плиты полюсов часто выполняются подразделенными и устанавливаются на полюсе изолиро-

ванно (рис. 6-27), чтобы болты вместе с нажимными плитами не образовывали демпферную обмотку вокруг полюса.

Полюсы возбудителей постоянного тока часто снабжаются магнитными «перешейками» (сужение магнитопровода) для того, чтобы с самого начала обеспечивалась изогнутая из-за рано начинающегося насыщения главного полюса характеристика холостого хода. Бла-

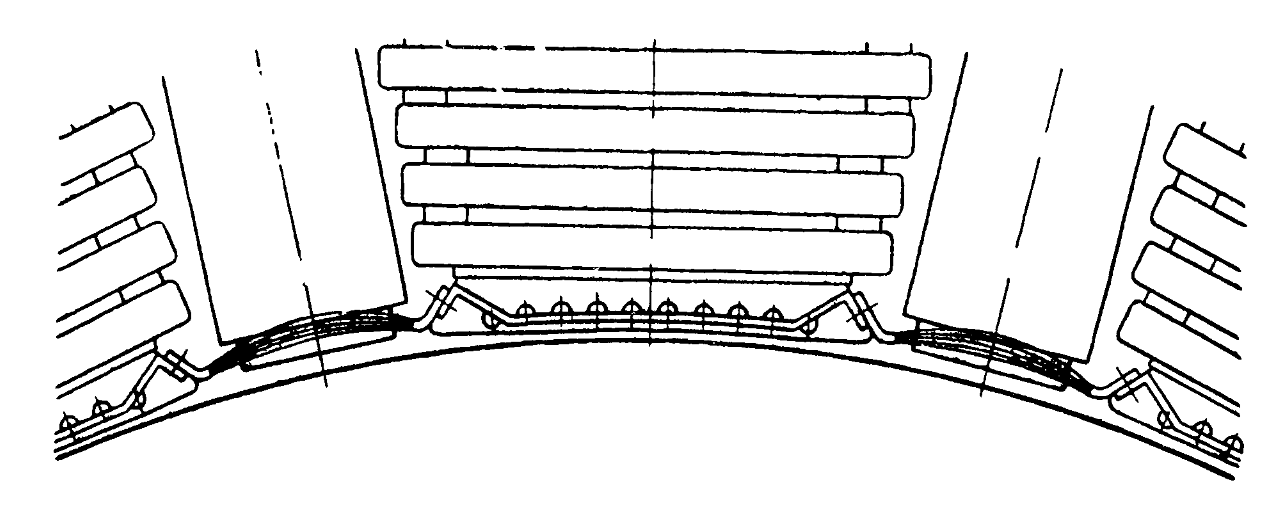


Рис. 6-26. Главные полюсы одноякорных преобразователей с пазами демпферной обмотки

годаря этому при самовозбуждении может быть достигнут устойчивый режим работы в большом диапазоне напряжений.

Полюсы крепятся к корпусу (станине) всегда с помощью болтов, необходимое предварительное натяжение которых может рассчитываться, как указано на стр. 237. Болты должны, кроме веса полюса и полюсной обмотки, воспринимать также удерживающее усилие, рассчитываемое по величине вращающего момента машины (см. стр. 238). Резьба для этих болтов может нарезаться непосредственно в хорошо спрессованном шихтованном полюсе.

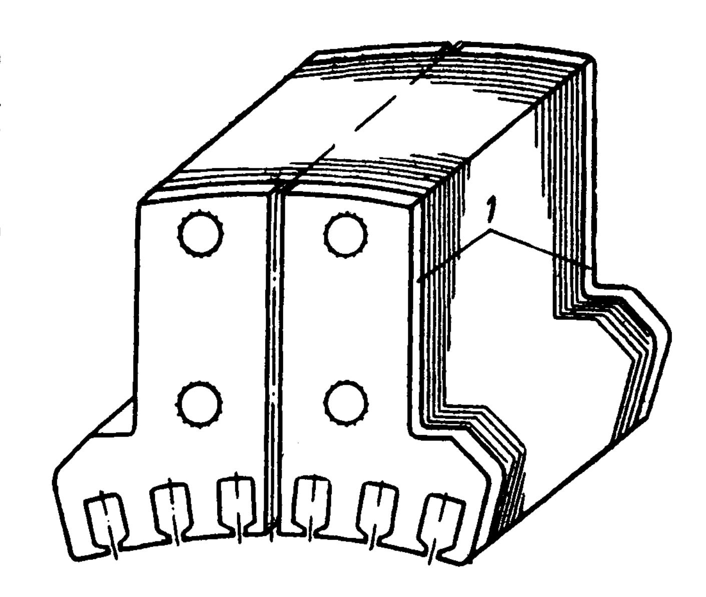


Рис. 6-27. Главный полюс с подразделенными и изолированными от пакета полюса нажимными плитами
1 — изоляция нажимных плит

Если пазы якоря не скошены, то часто бывает необходимо фрезеровать наискось края полюсных башмаков для того, чтобы предотвратить ударный вход и выход пазов под полюсом. В противном случае могут создаваться крутильные импульсы в такт пазовости якоря, которые при резонансе с собственным крутильным колебанием вала могут привести к серьезным повреждениям.

Для обеспечения равномерного воздушного зазора под всеми главными полюсами больших станин, между полюсами и станиной закладывается несколько подкладочных пластин толщиной 1 и 0,5 *мм*. В особой мере это относится к шихтованным корпусам (станинам), у которых при определенных условиях можно обойтись без обработки расточки корпуса. Регулировочные подкладочные пластины выполняются при высоких динамических требованиях к главному магнитному контуру изолированными с обеих сторон.

Добавочные полюсы, которые предусматриваются практически на всех машинах постоянного тока (исключение наряду с некоторыми

типами машин представляют тахогенераторы) для обеспечения хорошей коммутации, выполняются узкими и располагаются в нейтральной зоне, т. е. между двумя главными полюсами. Воздушный зазор под добавочными полюсами значительно больше, чем под главными. Добавочные полюсы могут в принципе выполняться из массивной стали, однако даже при относительно скромных требованиях в отношении динамических характеристик контура коммутирующего магнитного потока их необходимо исполнять шихтованными также и в том случае, если магнитная станина массивная. В этом случае добавочные полюсы набираются, так же как и главные полюсы, из шихтованной листовой стали.

Поперечное сечение добавочных полюсов, в особенности в компенсированных машинах, у которых обмотка добавочных полюсов может концентрироваться ближе к якорю, сильно расширяется в сторону корпуса (станины). Это имеет целью обеспечить увеличенную поверхность прилегания добавочного полюса к корпусу, что дает большую устойчивость в окружном направлении и одновременно предупреждает насыщение от большого потока рассеяния добавочных полюсов (см. рис. 7-56).

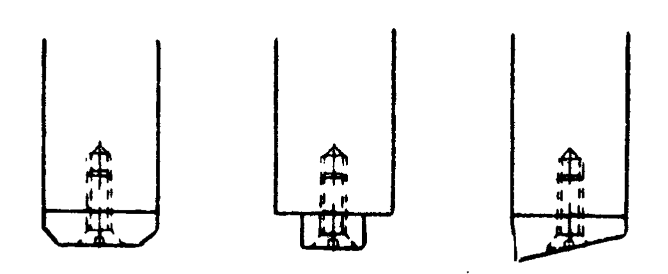


Рис. 6-28. Различные формы башмаков добавочных полюсов

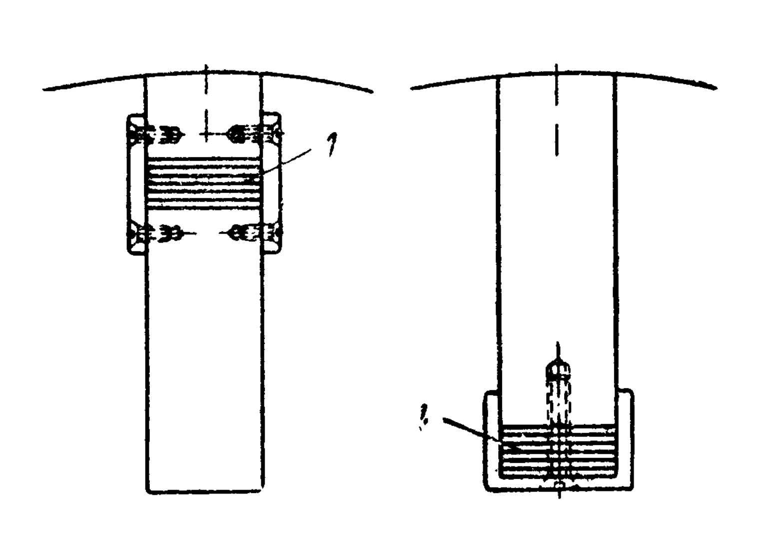
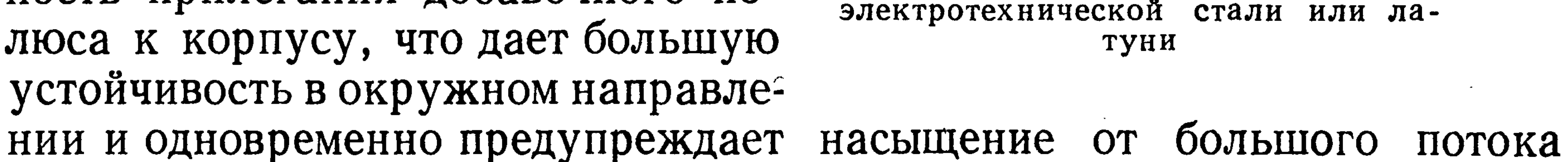
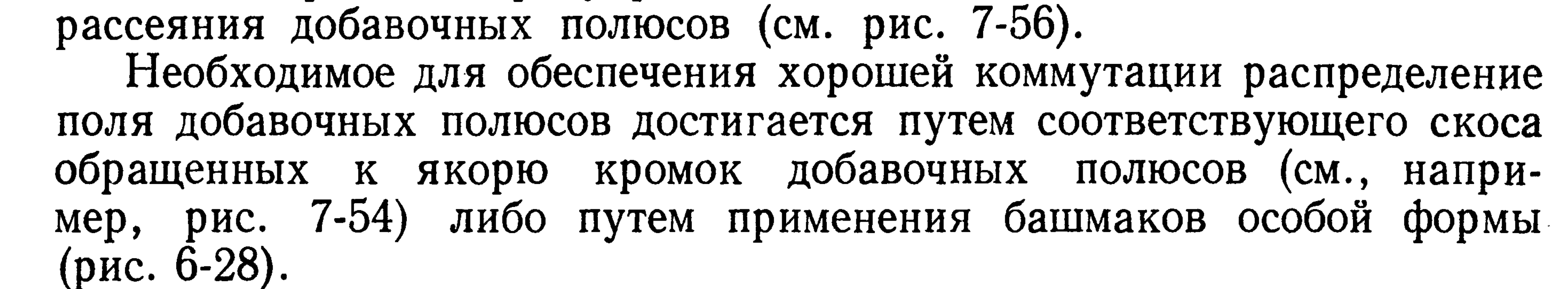


Рис. 6-29. Конструкция типа выдвижных ящиков для регулировки величины воздушного зазора добавочных полюсов

1 — пластины из обычной стали, электротехнической стали или латуни





Необходимое для обеспечения хорошей коммутации распределение поля добавочных полюсов достигается путем соответствующего скоса обращенных к якорю кромок добавочных полюсов (см., например, рис. 7-54) либо путем применения башмаков особой формы (рис. 6-28).

Окончательная величина воздушного зазора добавочных полюсов часто определяется только во время испытаний путем построения предельных кривых зоны безыскровой коммутации (кривых подпитки). Поэтому между корпусом (станиной) и добавочным полюсом или под башмаком добавочного полюса предусматриваются регулировочные пластины, которые в машинах с быстрым изменением тока якоря должны быть подразделены в максимально возможной мере. Особые конструкции типа «выдвижных ящиков» для регулировочных пластин показаны на рис. 6-29.

Обмотка добавочного полюса обычно крепится непосредственно на его сердечнике с помощью соответствующей крепежной конструкции из немагнитного материала (см., например, рис. 7-56).

Б. Полюсы и полюсные башмаки синхронных машин. Полюсы синхронных машин вращаются и воспринимают действие центробежной силы собственного веса и центробежной силы обмотки. Поэтому необходимо обеспечить при угонной скорости вращения достаточную механическую прочность во всех опасных сечениях полюса (см. стр. 319). При массивных полюсах восприятие центробежных сил обеспечивается проще, а большие воздушные зазоры в синхронных машинах допускают применение массивных полюсов без чрезмерного увеличения добавочных потерь на поверхности полюсных башмаков.

Для синхронных электродвигателей с самопуском массивный полюсный башмак обеспечивает достаточную теплоемкость в процессе пуска. Размещение в массивных полюсах демпферной обмотки надлежащего поперечного сечения может вызвать затруднения только в том случае, если исходить из неверного предположения о том, что во время пуска от демпферной обмотки не отводится тепла и что максимальная температура не должна превышать 250° С.

Однако для машин, которые должны иметь демпферную или пусковую обмотку, изготовление полюсов путем штамповки является более дешевым, чем изготовление массивных полюсов с фрезерованными пазами. То же самое справедливо и для крепления полюсов посредством когтей, например, в виде ласточкиных или молоткообразных хвостов. Часто бывает необходимым применение демпферной обмотки для обеспечения демпфирования при механических колебаниях ротора, если полюсы или полюсные башмаки выполняются шихтованными.

Полюсы роторов синхронных машин крепятся болтами обычно не так, как это практикуется для неподвижных полюсов машин постоянного тока, у которых резьба нарезается непосредственно в шихтованном сердечнике полюса. В полюсах синхронных машин резьба нарезается в стержне, проходящем сквозь тело полюса (см. рис. 9-1, *в*, *г*).

Нажимные концевые плиты шихтованных полюсов должны одновременно воспринимать центробежные силы лобовых частей катушек.

Крайние нажимные плиты полюсов выполняются в соответствии с четырехугольной или круглой формой катушек. Одной из конструкций шихтованных полюсных башмаков, которой некоторые фирмы отдают предпочтение, в особенности для быстроходных машин, является гребенчатая конструкция, показанная на рис. 9-5, *ж*.

Шихтованные полюсы обычного исполнения состоят в основном из двух массивных крайних плит с выступами, между которыми запрессовывается необходимое количество штампованных полюсных листов. Крайние плиты с выступами воспринимают центробежные силы лобовых частей обмотки возбуждения. При разработке конструкции стремятся к тому, чтобы воспринимаемые крайними плитами силы распределялись как можно более равномерно по всей длине крепления полюсов. Лучше всего это достигается тогда, когда весь полюс стягивается с помощью сквозных анкерных болтов, чем создается в известной мере сплошное тело. Благодаря этому улучшается также коэффициент

шихтовки полюса, что одновременно благоприятно в электромагнитном отношении. При сборке даже небольшие неизбежные неровности поверхностей листов (штамповочные заусенцы должны быть предварительно удалены) налагаются друг на друга в сотнях листов и создают заметный перекос полюса. Этот перекос должен быть устранен для обеспечения правильного крепления полюсов к остову ротора. Выравнивание производится с помощью прокладок, которые перекрывают только часть поверхности листов полюса и устанавливаются там, где это необходимо по длине полюса. Толщина каждой такой прокладки не должна превышать толщины штампованных полюсных листов.

Как показал опыт, перед затяжкой стяжных болтов необходимо весь шихтованный пакет спрессовать при удельном давлении по крайней мере 50 *кГ/см²*.

Для расчета механических нагрузок на отдельные части полюса необходимо знать величину аксиальной деформации (удлинения) шихтованной части в зависимости от применявшегося давления прессовки. Эта зависимость не является линейной. Опыты показали приблизительно экспоненциальную зависимость относительной деформации ε от давления сжатия в следующем виде:

$$p(\varepsilon) = p_0 e^{k\varepsilon}, \quad p_0 < p < 100 \text{ кГ/см}^2, \qquad (6\text{-}5а)$$

где p — давление сжатия листов, *кГ/см²*; p_0 — начальное давление, *кГ/см²*, например, $p_0 = 10$ *кГ/см²*; $e = 2{,}718$ — основание натурального логарифма; k — коэффициент[1]; ε — относительная деформация.

Величина, соответствующая модулю упругости, выражается формулой

$$E = \frac{dp}{d\varepsilon} = p_0 k e^{k\varepsilon} = kp, \qquad (6\text{-}5б)$$

и, следовательно, она уже не является постоянной.

Пример расчета остаточной сжимающей силы в шихтованном полюсе при применении стяжных болтов или предварительно затянутых стяжных винтов.

Набранный из листов и выровненный прессовкой полюс стягивается посредством пропущенных через него стяжных болтов или стяжных винтов с силой сжатия F_1, прилагаемой к крайним нажимным плитам. Стяжные болты ввариваются в закрепленные крайние нажимные плиты без предварительного натяга. Стяжные винты при постоянном предварительном сжатии F_1 затягиваются предписанной силой F_2. При этом величина силы предварительного затяга должна контролироваться путем измерения удлинения винтов (применение ключей с индикатором крутящего момента слишком ненадежно ввиду неизбежного трения). После предварительного сжатия силой F_1 между шихтованным пакетом и стяжными болтами или стяжными винтами устанавливается состояние равновесия. Сила, с которой теперь сжимается листовой пакет, равна силе, с которой затянуты стяжные болты или стяжные винты.

---

[1] Опыты с неизолированными листами толщиной 2 *мм* в пакете 1—2 *м* (без концевых плит) показали для $p_0 = 10$ *кГ/см²* коэффициент $k = 1{,}8 \cdot 10^3$.

Основные расчетные размеры (полюс гидрогенератора):

Толщина листов d	0,2 *см*
Эффективная поверхность листов A_B	650 *см*^{2}
Длина пакета листовой стали l_B	176 *см*
Число стяжных болтов или винтов z	4
Поперечное сечение болта или винта A	8,04 *см*^{2}
Эффективная длина болтов или винтов l_S	196,5 *см*
Модуль упругости материала болтов или винтов E	$2{,}1\cdot10^6$ *кГ/см*^{2}
Исходное сжатие p_0 . . . } см. уравнение (6-5а)	10 *кГ/см*^{2}
Коэффициент k . . . . . } см. уравнение (6-5а)	$1{,}8\cdot10^3$
Сила предварительного сжатия F_1	54 000 *кГ*
» » затяга болтов F_2	0
» » » винтов F_2	16 000 *кГ*

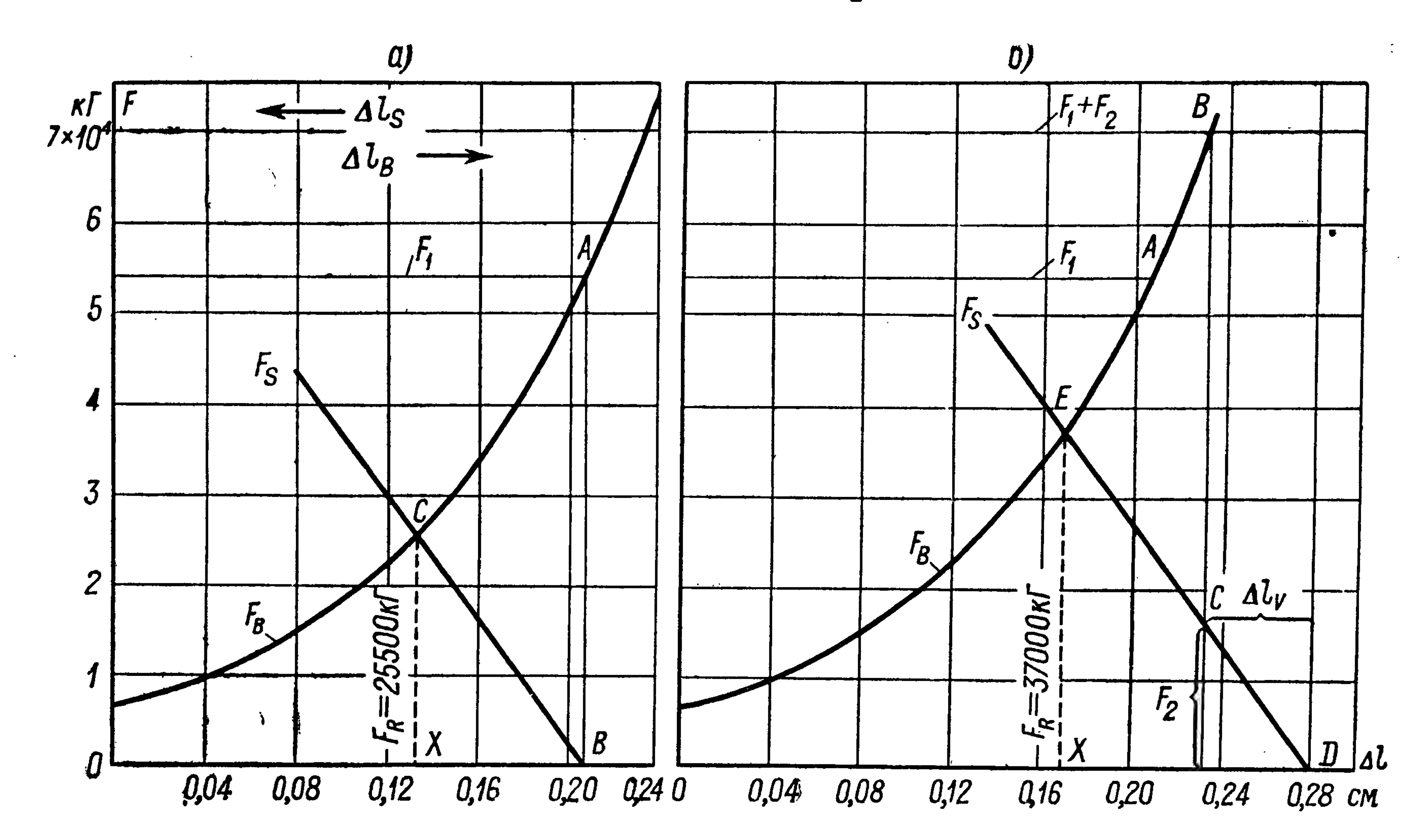


Рис. 6-30. Графическое определение остаточной силы сжатия в шихтованном полюсе, сжатом посредством: *а* — стяжных болтов; *б* — стяжных винтов

F_B — характеристика упругости сжимаемого пакета шихтованной стали полюса; F_S — характеристика упругости растягиваемых болтов или винтов; F_1 — сила предварительного сжатия; F_2 — сила предварительного затяга болтов; F_R — сила остаточного сжатия; $\overline{XB}$ = удлинение болтов; $\overline{XD}$ — удлинение винтов

Согласно уравнению (6-5а) с $\varepsilon = \Delta l_B/l_B$ и $p = F_B/A_B$ характеристика зависимости между силой сжатия и деформацией $F_B = f(\Delta l_S)$ пакета шихтованной стали будет составлять

$$F_B = A_B p_0 e^{k\Delta l_B/l_B} = 650\cdot10e^{1{,}8\cdot10^3\Delta l_B/176} = 6500e^{10{,}23\Delta l_B},$$

где F_B — в *кГ*; Δl_B — в *см*.

Характеристика зависимости между растягивающим усилием и удлинением $F_S = f(\Delta l_S)$ болтов или винтов выражается исходя из закона Гука $\sigma = \varepsilon E$, где $\sigma = F_S/(zA)$ и $\varepsilon = \Delta l_S/l_S$, уравнением

$$F_S = z\frac{AE}{l_S}\Delta l_S = 4\,\frac{8{,}04\cdot2{,}1\cdot10^6}{186{,}5}\,\Delta l_S = 3{,}44\cdot10^5\Delta l_S,$$

где F_S — в *кГ*; Δl_S — в *см*.

Численное решение задачи наиболее целесообразно производить с помощью диаграммы (рис. 6-30), которая поясняется следующим образом.

а) Болтовое соединение без предварительного затяга.

1. Отметив на характеристике упругости шихтованного пакета $F_B = f(\Delta l_S)$ значение силы предварительного сжатия при прессовке F_1, получаем точку A.

2. Опустив перпендикуляр из точки A на ось абсцисс, находим начальную точку B характеристики упругости болтов $F_S = f(\Delta l_S)$. Стяжные болты не имеют предварительного затяга, они вводятся в сжатый прессовкой шихтованный пакет и свариваются с крайними нажимными плитами.

3. Точка пересечения C обеих характеристик определяет искомую остаточную силу сжатия пакета $F_R = 25\,500$ *кГ* (сила F_R сжимает пакет и растягивает болты).

б) Винтовое соединение с предварительным затягом.

1. Характеристика упругости шихтованного пакета $F_B = f(\Delta l_S)$ в зависимости от силы F_1 предварительного сжатия при прессовке имеет точку A, как и в случае «а».

2. Сила F_2 предварительного затяга винтов, складываясь с F_1, дает точку пересечения B.

3. Сила F_2 вызывает удлинение винтов Δl_V. Это удлинение будет получено, если провести характеристику упругости винтов $F_S = f(\Delta l_S)$ через точку C (на расстоянии F_2 от оси абсцисс под точкой B). Это положение характеристики определяет на оси абсцисс начальную точку D.

Вычисляем Δl_V из упругой характеристики винтов:

$$\Delta l_V = F_2/(3{,}44\cdot 10^5) = 16\,000/(3{,}44\cdot 10^5) = 0{,}0465 \text{ см.}$$

4. После снятия силы предварительного сжатия F_1 сила сжатия пакета создается только стяжными винтами. Точка пересечения E обеих характеристик определяет остаточную силу сжатия $F_R = 37\,000$ *кГ*.

Пример показывает, что остаточная сила сжатия, при условии одинакового предварительного сжатия пакета прессовкой, в случае применения предварительно затянутых стяжных винтов будет значительно выше, чем при незатянутых стяжных болтах.

Глава седьмая

ОБМОТКИ И ИЗОЛЯЦИЯ ОБМОТОК

7-1. Общие положения

Готовые обмотки электрических машин, включая их крепления, должны удовлетворять следующим требованиям.

1. В соответствии с действующими правилами (см. стр. 22) обмотки должны выдерживать предписанные испытательные напряжения в нагретом рабочем состоянии. Практикой установлено, что изготовитель производит испытания на пробой сначала отдельных изолированных стержней или катушек, а также установленных на полюсы обмоток возбуждения синхронных машин и машин постоянного тока повышенным испытательным напряжением. Эти предварительные испытания проводятся изготовителями по своему усмотрению или исходя из накопленного опыта. Для машин напряжением свыше 6 *кв* или мощностью свыше 10 *ква* хорошо зарекомендовали себя испытания

статорных обмоток или частей обмоток со следующими отнесенными к U_A при приемочных испытаниях значениями напряжений:

Испытание стержней до укладки в машину	около	135%
» после укладки в машину	»	115%
Заводское испытание готовой обмотки	»	105%

Одноминутное испытание при 50 *гц*, в особенности отдельных стержней обмотки генераторов переменного тока, целесообразно заменять кратковременным испытанием более высоким напряжением постоянного тока, так как при этом испытании изоляция подвергается меньшим нагрузкам и тем не менее с достаточной надежностью выявляются плохие в диэлектрическом отношении стержни. Однако твердых положений в отношении корреляционного коэффициента, устанавливающего для определенного испытательного напряжения переменного тока при 50 *гц* эквивалентное значение постоянного напряжения, не существует. Применяемые в настоящее время корреляционные величины колеблются от 2,2 до 2,7.

Испытания стержневых обмоток ударными (импульсными) напряжениями применяются лишь в отдельных случаях, так как ударное напряжение должно выбираться настолько большим, чтобы в нормальных машинах происходили краевые перекрытия на выходе стержней статорной обмотки из пазов прежде, чем будет достигнута эквивалентная электрическая нагрузка пазовой изоляции. Однако испытание ударным напряжением пригодно для проверки витковой изоляции катушечных обмоток, причем величина испытательного напряжения зависит от расположения последовательных проводников в катушках. Это испытание производится наиболее часто двумя методами, которые приблизительно равноценны между собой: испытание по Райлендеру (Rylander), испытание по Уеллаеру (Wellauer).

В обоих случаях образец сравнивается со второй индуктивно связанной катушкой и с помощью измерительной цепи устанавливается, будет ли изменение напряжения, вызванное разрядкой емкости через искровой промежуток (разрядник), в обеих катушках одинаковым или различным.

2. Обмотки должны выдерживать все возникающие механические нагрузки, в особенности под действием центробежных сил и коротких замыканий, в том смысле, что после вращения ротора с угонной скоростью и после короткого замыкания на зажимах обмотка должна выдерживать испытательное напряжение без каких-либо повреждений и что также и после повторного короткого замыкания в процессе эксплуатации не будет происходить никаких ослаблений или смещений обмотки. Для генераторов, работающих в составе станционных блоков, принято применять для испытаний на короткое замыкание на зажимах то напряжение, которое обусловливается предвключением реактивного сопротивления трансформатора. В противоположность этому обмотка не должна выдерживать подключение синхронных машин к сети при расхождении фаз на 180°. В машинах, которые в эксплуатации подвергаются действию вибраций или толчков, например в однофазных генераторах и тяговых двигателях электровозов, по-

ездных осветительных генераторах, дизель-генераторах и т. д., обмотка должна быть закреплена с учетом этих воздействий.

3. Обмотка или соответственно ее изоляция должна при предусмотренных для нее электрических и термических нагрузках обладать достаточной долговечностью (достаточным сроком службы). Хорошим предположительным сроком службы для крупных машин считается приблизительно 40 лет, для средних и малых машин — от 30 до 20 лет.

Для того чтобы были выполнены требования в отношении предположительного срока службы, обмотки должны быть нагревостойкими, а для высоковольтных машин также стойкими к тлеющим разрядам (короностойкими). Условием нагревостойкости обмоток является то, что их предельные температуры не должны превышать значений, установленных рекомендациями МЭК и правилами VDE. Кроме того, необходимо требовать, чтобы вся конструкция обмотки соответствовала нормальным температурным циклам обмотки и вызываемым ими относительным расширениям.

Обмотка считается стойкой к тлеющим разрядам, если при 1, 2-кратной рабочей нагрузке в затемненном помещении не наблюдается сколь-либо существенного тления и если примененный электроизоляционный материал не разрушается тихими электрическими разрядами.

Стойкость к тлеющим разрядам существенно зависит от качества изготовления изоляции. Последнее проверяется в крупных высоковольтных машинах, т. е. в машинах мощностью выше 5 *Мва* и с напряжениями от 5 до 17 *кв*, посредством ионизационного контроля. Он проводится путем измерения ионизации с помощью моста Шеринга или ионизационного тестера, например прибора Ренадине (Renadine). Правила VDE [1] предписывают измерение угла диэлектрических потерь в стержнях или на сторонах катушек при комнатной температуре в зависимости от напряжения и дают предельные значения для начальной величины $\mathrm{tg}\,\delta_0$, среднего повышения $(\mathrm{tg}\,\delta_2 - \mathrm{tg}\,\delta_0)/2$ и максимального повышения $\Delta\mathrm{tg}\,\delta$.

Равномерное изменение величин ионизации в функции напряжения доказывает безукоризненность изготовления изоляции и является характерным для изоляции без полых включений. Воздушные включения или полости начинают при определенном напряжении тлеть, что выражается на кривой $\mathrm{tg}\,\delta$ так называемым ионизационным переломом.

Дополнительное измерение температурной зависимости диэлектрических потерь, которое правилами VDE не предписано, должно показать, что снятая при комнатной температуре кривая изменения $\mathrm{tg}\,\delta$ в функции напряжения остается неизменной до и после нагрева до температур в пределах 100 — 160° С.

Существует определенная взаимосвязь между сроком службы и рабочей температурой изоляционных материалов. Монтсингер [2] вывел в 1930 г. правило о том, что при повышении рабочей температуры на каждые 8—10° С срок службы изоляции уменьшается вдвое. Более

---

[1] VDE 0530, § 33.

[2] Montsinger V. M. Trans. Amer. Inst. El. Eng. 49, 1930, p. 397.

поздние исследования[1] показали, что взаимосвязь между сроком службы L и температурой T может быть для органических изоляционных материалов определена еще более точно посредством выведенного на основе кинетики химических реакций закона Аррениуса (Arrhenius) (a, a_1, b — константы): $L = ae^{b/T}$ или $\ln L = a_1 + b/T$ $(a_1 = \ln a)$.

Эта взаимосвязь в значительной мере справедлива для всей изоляции обмотки. Если срок службы определяется при повышенной температуре[2], то можно найти постоянные a и b и экстраполяцией определить срок службы при нормальной температуре.

7-2. Статорные обмотки машин переменного тока

Следует различать однослойные обмотки (рис. 7-1), у которых в каждом пазу лежит одна сторона катушки, и двухслойные обмотки (рис. 7-2), у которых в каждом пазу лежат две стороны катушек.

В зависимости от размеров отдельных (элементарных) проводников в обоих видах обмоток различают катушечные и стержневые обмотки.

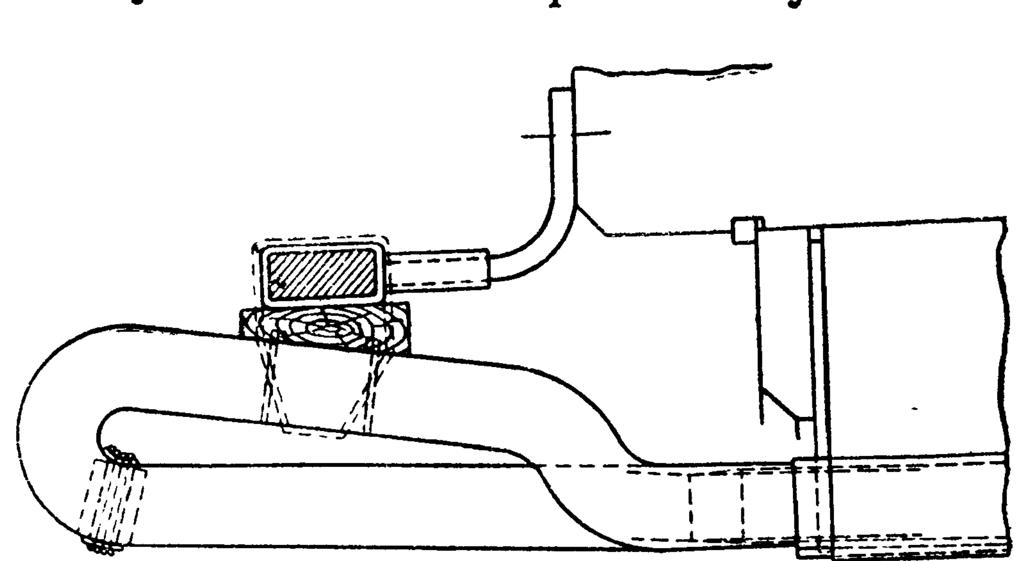


Рис. 7-1. Крепление лобовой части однослойной шаблонной обмотки посредством кольца с плоским поперечным сечением

У однослойных обмоток катушки или витки стержневых обмоток могут быть неоднотипными (рис. 7-3) или однотипными (шаблонные однослойные обмотки — рис. 7-1). В двухслойных обмотках применяются одинаковые катушки или витки, ширина которых всегда меньше полюсного деления (укороченный шаг, хордовая обмотка).

С точки зрения укладки в паз среди катушечных обмоток следует различать всыпные обмотки, прошивные обмотки (обмотки впротяжку), вдвижные (паяные) обмотки для полуоткрытых пазов и закладные (шаблонные) обмотки для открытых пазов.

А. Всыпные, прошивные и вдвижные (паяные) обмотки для полуоткрытых пазов. Для всыпных обмоток катушки изготавливаются из изолированной проволоки на шаблонах и отдельные проволоки каждой катушки закладываются (всыпаются) через открытие паза (шлиц) (рис. 7-4). В случае толстых проволок и узких шлицов проводники подразделяются на параллельные проволоки и всыпаются по отдельности.

Всыпные обмотки из проволоки круглого сечения, одно- и двухслойные, применяются для напряжений до 4000 *в* и для электродвигателей мощностью до 1000 *квт*, а именно для изоляции класса E преи-

---

[1] Büssing W. Arch. Elektrotechn. 36, 1942, S. 333.
Dakin T. W. Trans. Amer. Inst. El. Eng., 67, 1948, p. 113.

[2] Michel K. Prüfung und Beurteilung der thermischen Beständigkeit von elektrischen Isolierstoffen und Isolationen. Bull. SEV, 57, 1966, 1, S. 16—26.

мущественно с лакированной (эмалированной) проволокой на поливинилацеталевой основе и для изоляции класса В с лакированной проволокой на основе эфира терефталевой кислоты; для напряжений свыше 1100 *в* круглая проволока часто дополнительно обматывается стеклопряжей. За последнее время начали изготовляться лакированные проволоки с изоляцией классов от F до H на основе улучшенных лаков из эфира терефталевой кислоты либо ароматических полиамидных и полиимидных комбинаций.

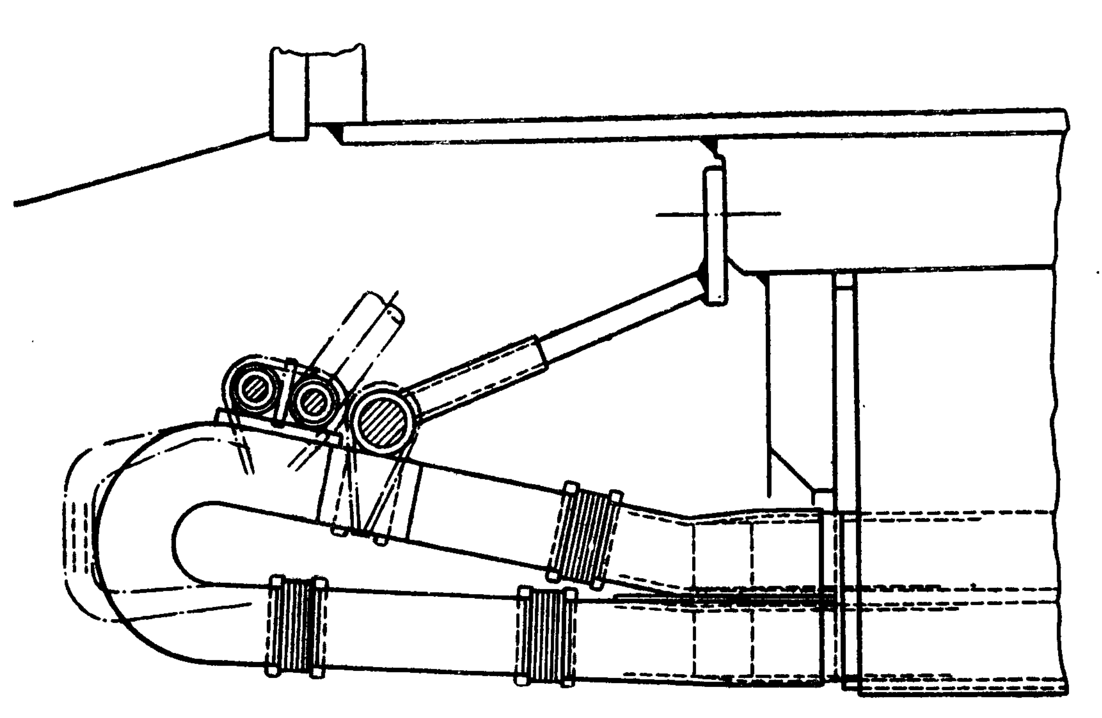


Рис. 7-2. Крепление лобовой части двухслойной шаблонной обмотки посредством кольца с круглым поперечным сечением

Для улучшения коэффициента заполнения паза (см. стр. 205) всыпные обмотки из круглой проволоки часто перед пропиткой еще запрессовываются в пазу.

Всыпные обмотки из профильной проволоки применяются для электродвигателей средней мощности с напряжениями до 400 *в*. Их часто предпочитают обмоткам из круглой проволоки ввиду лучшего использования паза, а следовательно, и машины.

Для напряжений до 1100 *в* применяется обычно лакированная (эмалированная) проволока. На рис. 7-5 показана двухслойная всыпная обмотка из проволоки плоского сечения для напряжения 550 *в*. Для напряжений свыше 1100 *в* и до 4000 *в* обычно применяется лакированная проволока со стеклянной оплеткой. Сечение двухслойной всыпной обмотки из проволоки плоского сечения для напряжения 3300 *в* приведено на рис. 7-6.

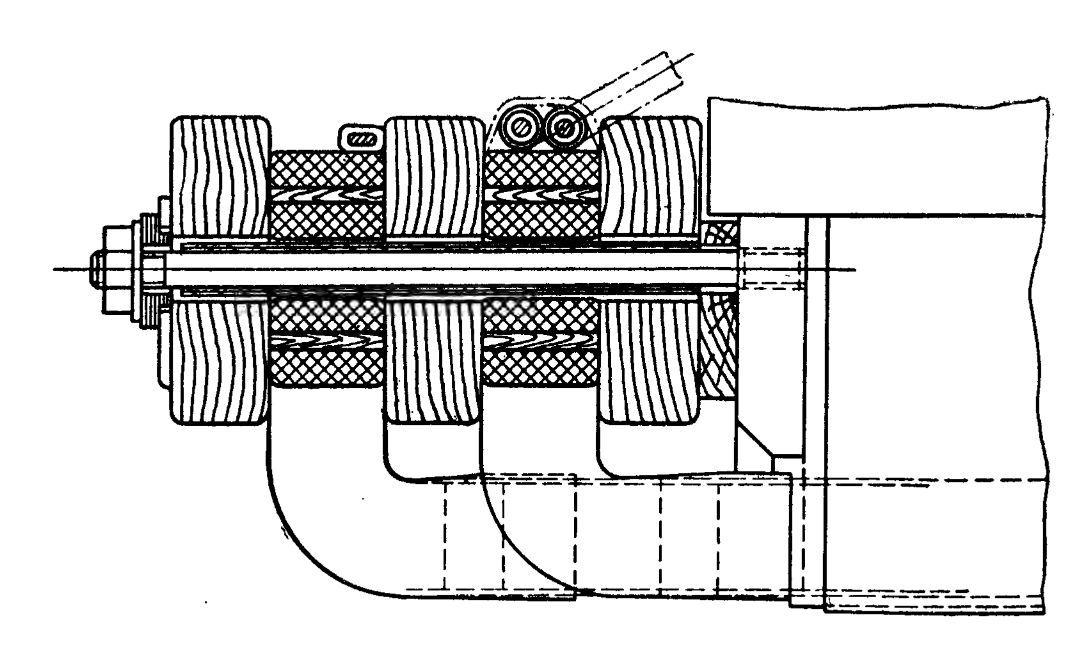


Рис. 7-3. Однослойная обмотка с лобовой частью в двух плоскостях (крепление посредством болтов)

Технические условия на поставку лакированной (эмалированной) проволоки приведены в нормали DIN 46435, лист. 2. Различают нормальную лакированную проволоку и двойную лакированную проволоку. Для применяемых двойных лакированных проволок толщина зависящего от диаметра лакового покрытия приведена в табл. 7-1. Нормалью DIN 46451, лист 1 (проект) соответственно нормализованы лакированные медные плоские проволоки. На практике во многих случаях применяются двойные

лакированные проволоки с лаковым покрытием толщиной 0,15 *мм* на обе стороны.

В качестве пазовой изоляции, выступающей за пределы пакета в аксиальном направлении на 5—8 *мм* с каждой стороны, применяются лакоткани или полиэфирные пленки, или же их комбинации с прессшпаном и летероидом. Для класса В, а иногда и для класса Е применяются полиэфирные пленки (майлар или хостафан) в отдельности

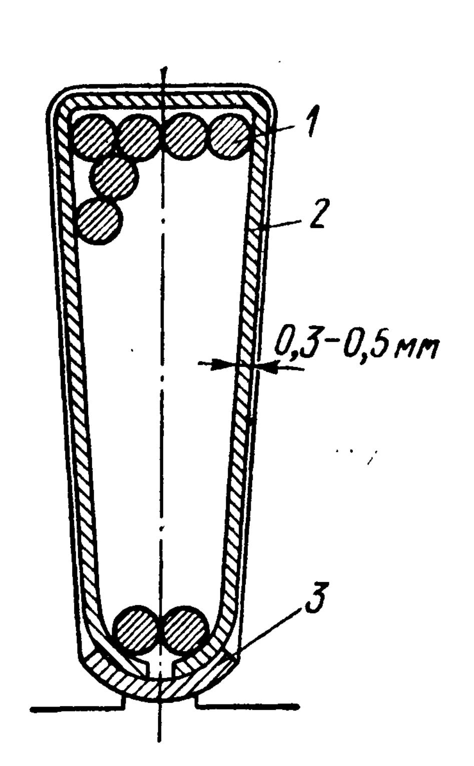
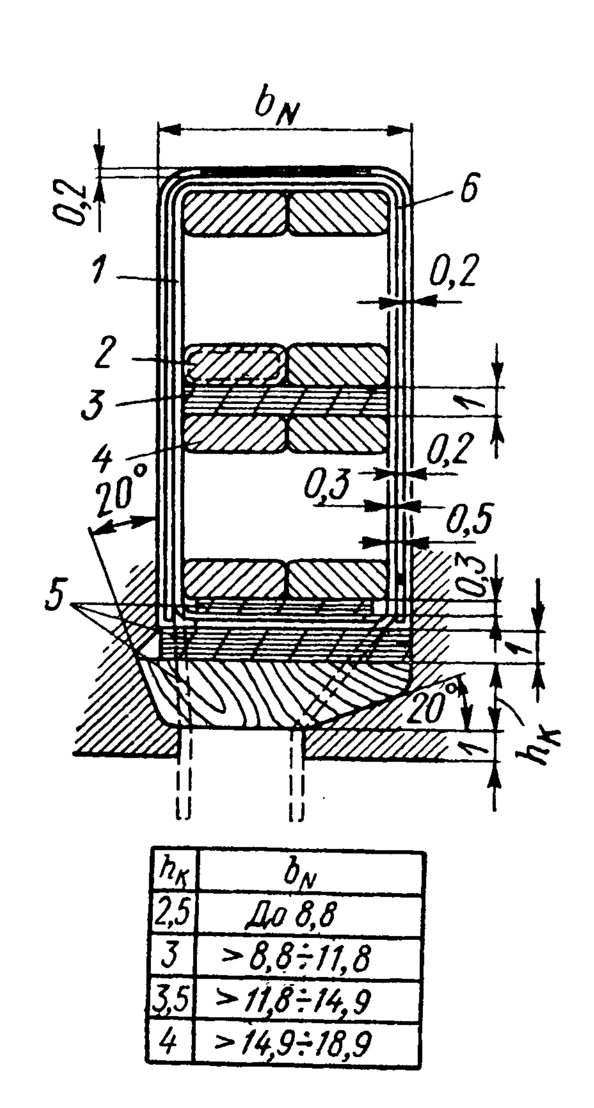


Рис. 7-4. Полуоткрытый паз с всыпной обмоткой из проволоки круглого сечения и гильзой на напряжения до 1000 *в*

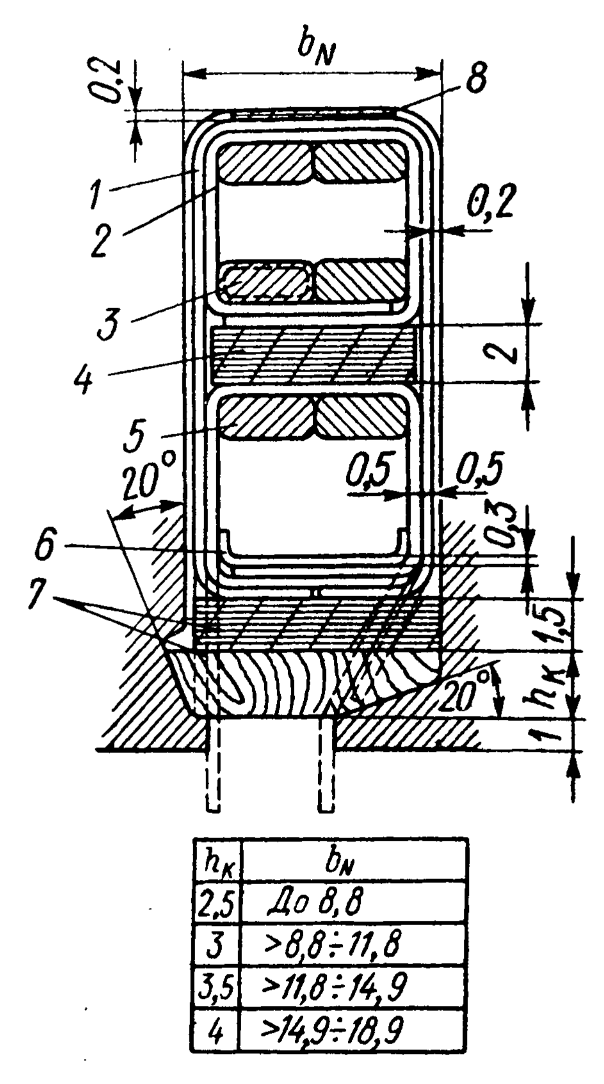
1 — медная проволока, изолированная; *2* — полиэфирная пленка — бумага (кл. Е); майлар-лакоасбест (кл. В); *3* — гетинаксовая крышка (кл. Е), стеклоэпоксидная прокладка (кл. В)



h_K	b_N
2,5	До 8,8
3	>8,8÷11,8
3,5	>11,8÷14,9
4	>14,9÷18,9

Рис. 7-5. Полуоткрытый паз статора с двухслойной всыпной обмоткой из лакированной профильной проволоки для напряжения 550 *в*

1 — майлар — лакоасбест; *2* и *4* — медь + 0,15 лакового покрытия; *3* и *5* — гетинакс; *6* — прессшпан



h_K	b_N
2,5	До 8,8
3	>8,8÷11,8
3,5	>11,8÷14,9
4	>14,9÷18,9

Рис. 7-6. Полуоткрытый паз статора с двухслойной всыпной обмоткой из лакированной профильной проволоки для напряжения 3300 *в*.

1 и *2* — слюдяная бумага (Samica) — стеклоткань; *3* и *5* — медь + 0,4 лакового покрытия; *4* и *7* — гетинакс; *6* — стеклолента; *8* — прессшпан

или склеенные с асбестовой бумагой. В последнее время вместо закладываемой пазовой изоляции для малых электродвигателей рекомендуется покрытие внутренней поверхности паза эпоксидной смолой методом вихревого напыления в псевдосжиженном слое. Возможно, что такое покрытие эпоксидной смолой пригодно также и для обмоток с изоляцией класса F. Толщина пазовой изоляции составляет для всыпных обмоток из круглой проволоки с напряжениями до 500 *в* по крайней мере 0,3 *мм*. Для всыпных обмоток из круглой проволоки с напряжениями до 3000 *в* эта толщина равна 1,0 *мм*. Для всыпных обмоток из плоской проволоки толщины пазовой изоляции указаны на рис. 7-5 и 7-6.

Таблица 7-1. **Увеличение диаметра проволоки за счет двойной лаковой изоляции**

Номинальный диаметр d_1, *мм*	Увеличение диаметра $(d_2 - d_1)$, *мм*			
	Номинальная величина	Допустимые отклонения	Наименьший размер	Наибольший размер
Свыше 0,2 до 0,3	0,043	±0,010	0,033	0,053
» 0,3 » 0,4	0,050		0,040	0,060
» 0,4 » 0,5	0,060	±0,015	0,045	0,075
» 0,5 » 0,7	0,070		0,055	0,085
» 0,7 » 1	0,085	±0,020	0,065	0,105
» 1 до 2	0,100		0,080	0,120
» 2 » 3	0,120	±0,025	0,095	0,145

Для закрытия пазов с всыпными обмотками из круглой проволоки для всех напряжений применяются формованные крышки из прессшпана или стеклотекстолита толщиной от 0,5 до 1 *мм* (см. рис. 7-4). Для закрытия пазов с всыпными обмотками из плоской проволоки обычно применяются деревянные клинья (белый бук) или гетинаксовые клинья с толщинами от 2,5 до 4 *мм* в зависимости от ширины паза.

Если прессованные обмотки малых электродвигателей из круглой проволоки запекаются в пазу с синтетической смолой, то при определенных условиях можно обойтись без закрытия паза. Такие обмотки не ремонтируются.

Лобовые части всыпных обмоток малых низковольтных двигателей изолируются в большинстве случаев только в местах подразделения фаз путем установки прокладок из комбинаций прессшпана с полиэфирными пленками. У средних электродвигателей с напряжениями свыше 500 *в* катушки часто обматываются только в местах подразделения фаз стеклолакотканевой лентой по всей длине дважды втретьнахлеста. При всыпных обмотках из плоской проволоки со сравнительно большими поперечными сечениями, т. е. с относительно прочными лобовыми частями, иногда изоляция не предусматривается также и в местах подразделения фаз.

Полностью обмотанные электродвигатели пропитываются методом погружения в лаки из синтетических смол или свободными от растворителей пропиточными смолами и затем сушатся в течение нескольких часов в печах при температуре около 135° С. Для изоляции в тропическом исполнении лобовые части дополнительно пульверизируются высыхающими на воздухе покровными лаками. В США (в Европе лишь редко) лобовые части готовых электродвигателей целиком покрываются кремнийорганическим каучуком.

Прошивные обмотки (обмотки впротяжку), у которых отдельные проволоки (круглого или плоского сечения) не всыпаются в паз, а вдеваются в закрытые гетинаксовые гильзы и формуются в виде катушек в обматываемой машине, из производства новых электрических машин практически исчезли, но сохраняют свое значение для ремонта старых электродвигателей.

В случае применения вдвижных катушек для установки в полуоткрытые пазы намотанные из отдельных плоских проволочных про-

водников катушки, которые могут состоять также из нескольких элементарных проводников (проволок), разрезаются с одной или с обеих сторон. Отдельные проводники могут наматываться по рис. 7-7, *а* поперек паза или, как показано на рис. 7-7, *б* и *в*, вдоль паза. Намотка по рис. 7-7, *а* обеспечивает наименьшие напряжения между соседними проводниками одной и той же катушки, однако в лобовой части катушка имеет много переходов от слоя к слою. Конструкция по рис. 7-7, *б* дает наиболее простую по технике намотки катушку, но напряжение между проводниками у основания паза в несколько

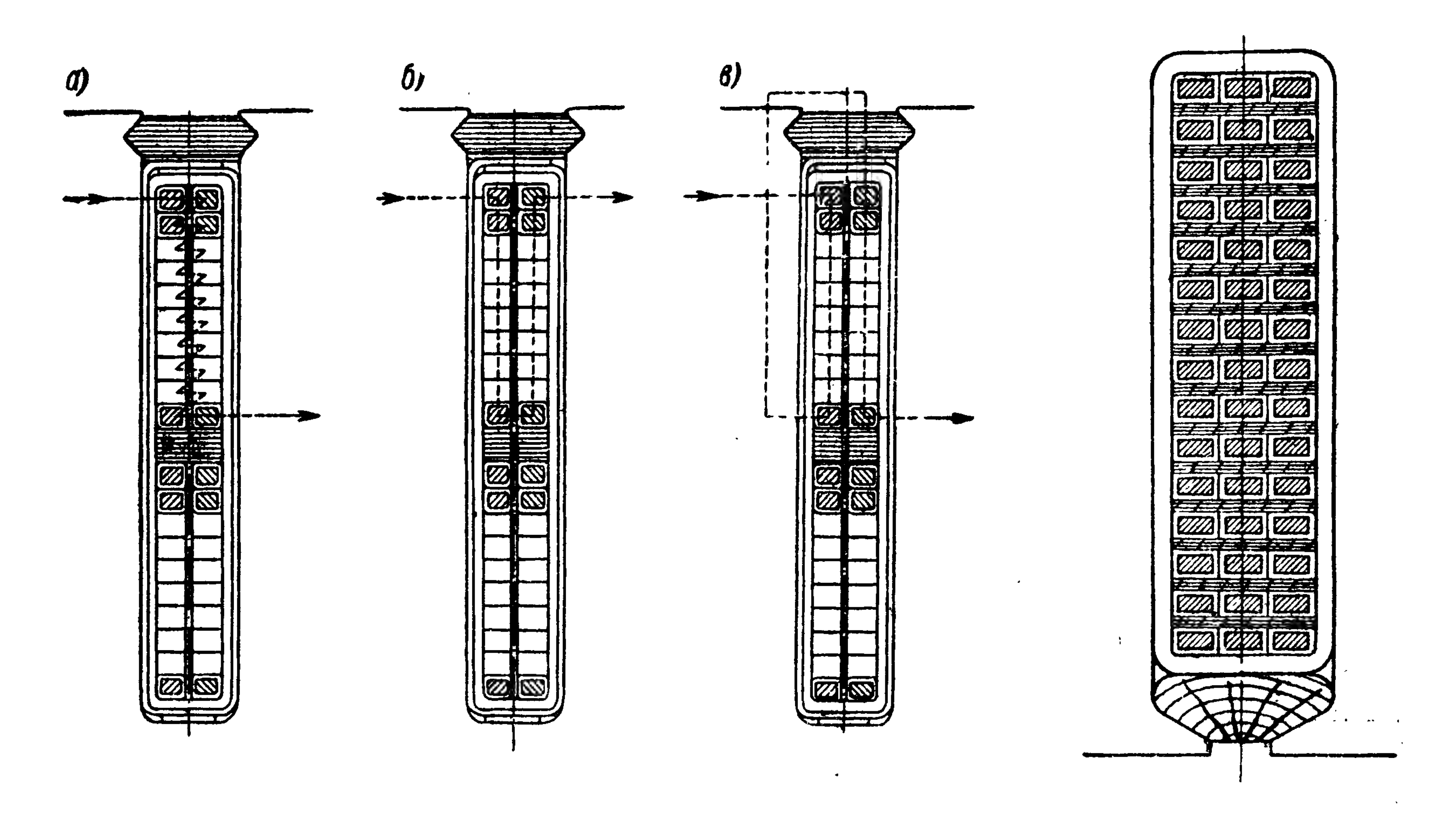


Рис. 7-7. Сечение паза с двухслойными шаблонными катушками: *а* — поперечная намотка; *б* и *в* — продольная намотка

Рис. 7-8. Изоляционные полосы, дополнительно заложенные для усиления изоляции витков или слоев

раз превышает межвитковое напряжение. Выбор того или иного вида намотки обосновывается анализом технологии изготовления.

Возникающие в нормальных условиях эксплуатации межвитковые напряжения малы, а именно составляют от 10 до 150 *в*. Более высокие электрические нагрузки возникают за счет так называемых блуждающих волн перенапряжения при коммутационных процессах (переключениях) и атмосферных перенапряжениях. Поэтому входные катушки каждой фазы часто выполняются с усиленной изоляцией.

Витковая (проводниковая) изоляция класса А выполняется обычно в виде одно- или многослойной намотки пропитанной бумаги, иногда вместе с хлопчатобумажной оплеткой. Для класса В ввиду малых объемов заказов применяется слюдошелк (пропитанный натуральный шелк со щипаной слюдой), а иногда также слюдоткань (микалента) в виде одно- или многослойной намотки. За последнее время для изоляции класса F применяется также пропитанная оплетка из стекловолокна либо намотка из стеклолакоткани или стекловолокна со слюдяной бумагой (Samica). Полная витковая изоляция достигается

иногда посредством дополнительных вматываемых внутрь полос изоляционного материала (рис. 7-8).

Разрезаемые с одной стороны U-образные катушки доводятся на другой, неразрезаемой стороне на формах (шаблонах) до их окончательного положения (вида) и затем для напряжений до 4000 *в* пропитываются в лаковой ванне (например, лак печной сушки на нефтяном асфальте) или для более высоких напряжений компаундируются в вакууме, т. е. пропитываются расплавленной асфальтовой массой, после чего наносится главная корпусная изоляция (рис. 7-9). В случае применения разрезных с обеих сторон полукатушек (рис. 7-10) лобовая часть окончательно формуется вне машины, так что дополнительной гибки и изоляции при монтаже обмотки не требуется.

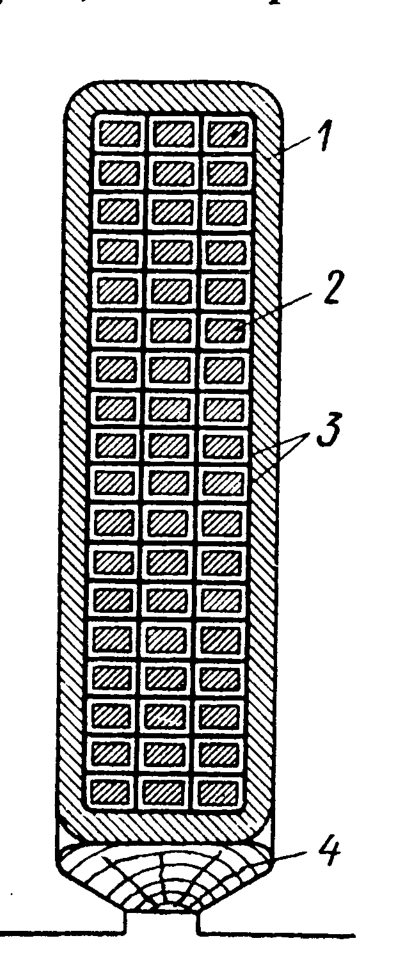


Рис. 7-9. Полуоткрытый паз с асфальтированной обмоткой и микафолиевой опрессовкой для высокого напряжения

1 — микафолиевая опрессовка; *2* — медная проволока, изолированная; *3* — асфальт; *4* — деревянный клин

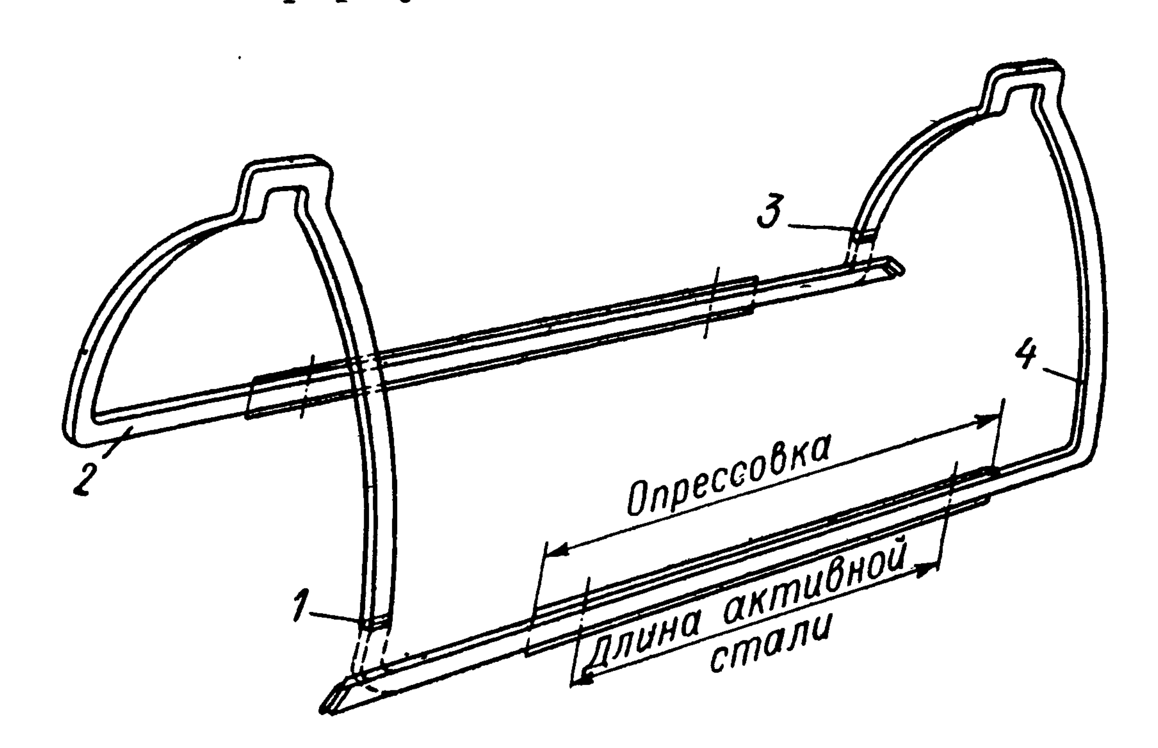


Рис. 7-10. Эвольвентная полукатушечная обмотка. Для лучшей доступности при пайке концы вдвинутых в паз статора стержней загибаются и спаиваются с дугообразной лобовой частью подсоединяемого стержня

1 и *3* — места пайки; *2* — стержень 1; *4* — стержень 2

Технология нанесения главной изоляции не является единой. В Европе до сих пор широко применялось нанесение изоляции на прямую часть катушек из так называемой микафолиевой опрессовки. Для этой цели широколенточный подложечный материал, обычно бумага, обкладывается щипаной слюдой вручную или механизированно и затем закрепляется на подложке посредством связующих. Вместо щипаной слюды может применяться также слюда, разложенная на мельчайшие частички посредством механических, термических или химических методов выделения и снова объединенная в бумагообразные листы (Samica, Romica, Micamat, Isomica и т. д.). В качестве связующих применяются шеллак, асфальт и синтетические смолы (эпок-

сидные и кремнийорганические смолы). В США, а в последнее время также и в Европе в большей мере применяется непрерывная изоляция на прямой части и на лобовых частях. Обмотанная катушка пропитывается в этом случае в вакууме асфальтовым компаундом или синте-

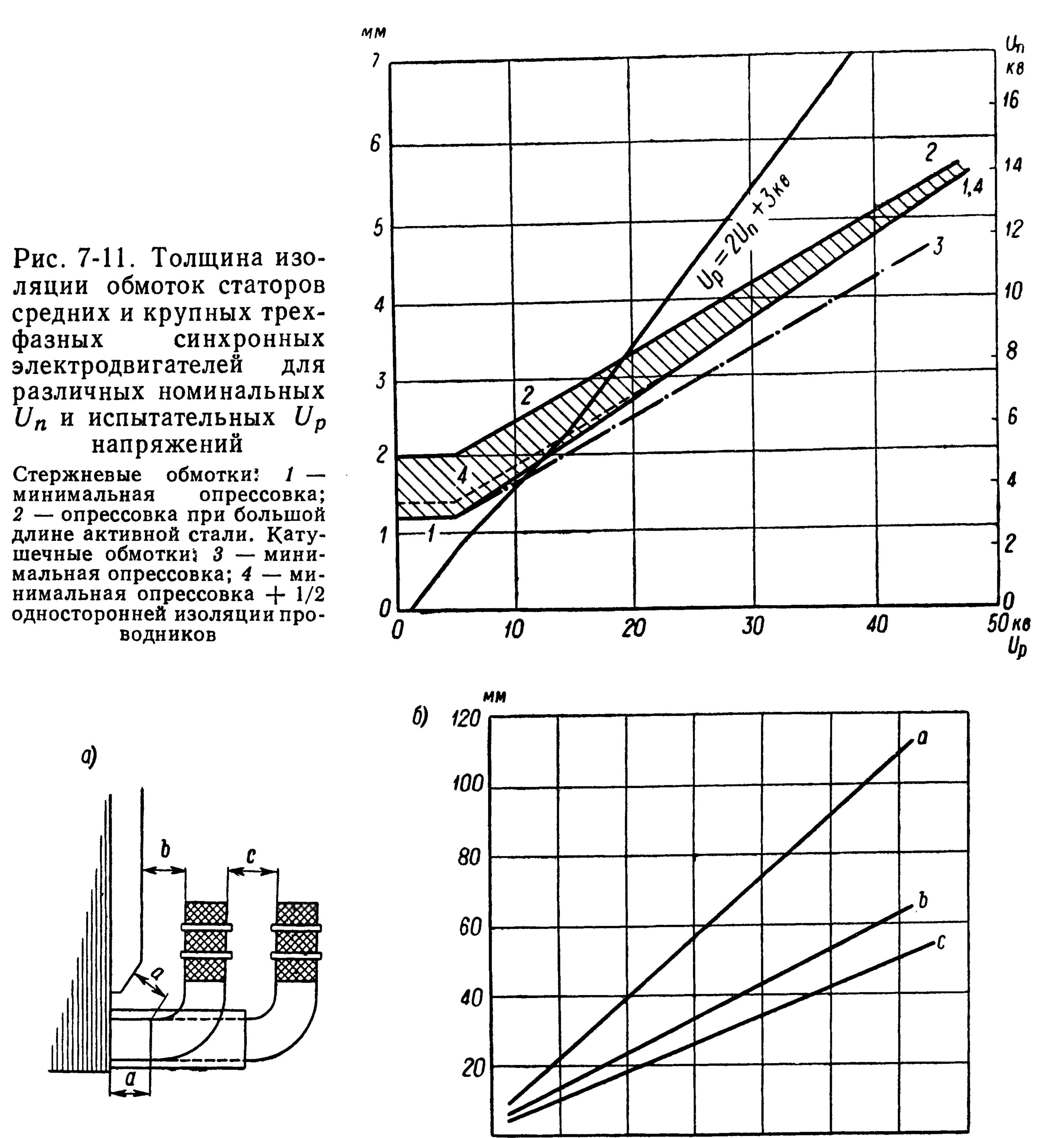


Рис. 7-11. Толщина изоляции обмоток статоров средних и крупных трехфазных синхронных электродвигателей для различных номинальных U_n и испытательных U_p напряжений

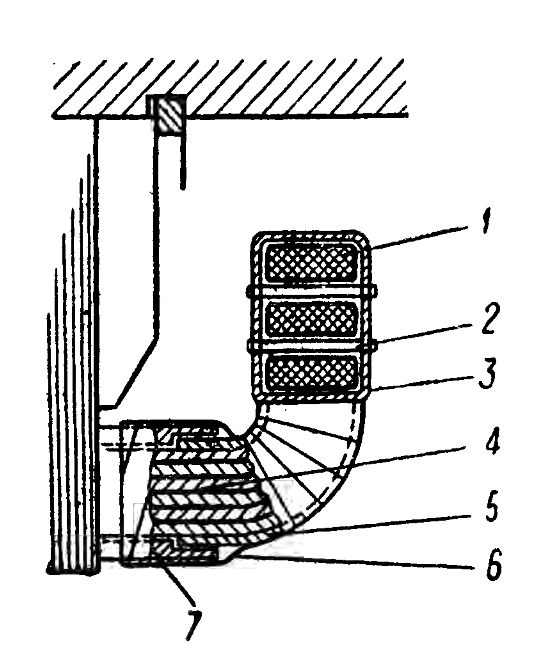
Стержневые обмотки: *1* — минимальная опрессовка; *2* — опрессовка при большой длине активной стали. Катушечные обмотки: *3* — минимальная опрессовка; *4* — минимальная опрессовка + 1/2 односторонней изоляции проводников

Рис. 7-12. Лобовая часть катушки с обозначением расстояний по воздуху (*а*) и необходимые минимальные расстояния по воздуху в зависимости от напряжения на зажимах (*б*)

тическими смолами, а затем прессуется и нагревается (полимеризируется) в горячих прессах или формах.

Рекомендуются также опрессовки, при которых пропитка в вакууме представляется излишней (Samicatherm, Romicafil). Толщина изоляционной опрессовки может выбираться по рис. 7-11. В случае

микафолиевой опрессовки расстояние от стали до конца опрессовки должно быть достаточным для исключения токов утечки. На рис. 7-12 приведены обычно применяемые расстояния от пакета активной стали, а также расстояния лобовых частей друг от друга и от пакета. Эти расстояния указаны в предположении, что места стыков в изоляции лобовых частей и микафолиевой изоляции выполнены по рис. 7-13.



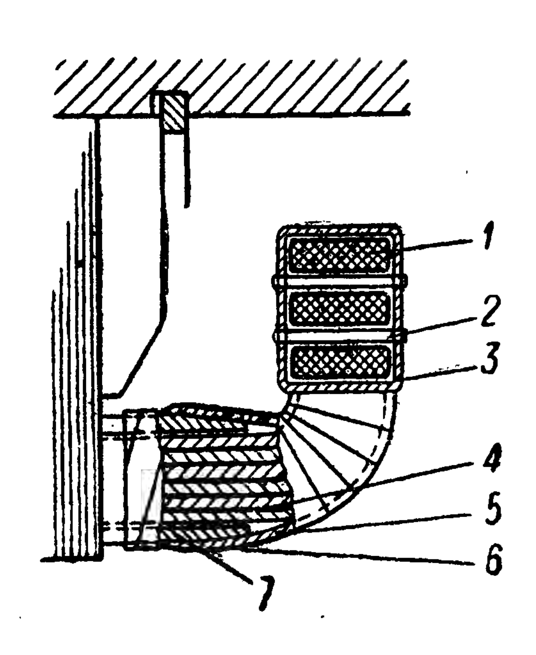


Рис. 7-13. Наложение верхней и нижней ленточной изоляции опрессовки

1 — пучок проводников; *2* — дистанционный элемент; *3* — шнур; *4* — изоляция проводника; *5* — стеклослюдолента; *6* — стеклолента; *7* — опрессовка стержня

При непрерывной изоляции обмотки, ввиду отсутствия мест стыка двух изоляций, вылет обмотки может быть при определенных условиях уменьшен. Если применяется непрерывная изоляция, то лобовые части в зависимости от класса изоляции обмотки обматываются лакотканевой лентой, стекломикалентой, стеклянной лентой, пропитанной синтетическими смолами, или стеклолентой с Romica или Samica, причем пропитанные ленты накладываются в большинстве случаев в мокром состоянии.

Пайка отдельных витков (проволок) катушечной обмотки выполняется различными способами в зависимости от типа катушки. Если речь идет о так называемых U-образных катушках, которые по причине высокой стоимости применяются относительно редко, то отдельные проводники после их точной подгонки по длине свариваются встык с помощью специальных щипцов и сварочных трансформаторов. Затем места сварки отдельных витков зачищаются и изолируются, а общая изоляция накладывается вручную. Вместо сварки может применяться также пайка твердым припоем. В этом случае обычно предусматриваются так называемые замки, которые механически скрепляют отдельные витки и тем самым облегчают процесс пайки твердым припоем. Для того чтобы избежать на одной из лобовых частей трудоемкой и дорогой гибки отдельных проволок и последующей изолировки, для полуоткрытых пазов часто применяются так называемые полукатушки (рис. 7-10). Здесь на каждый виток необходимы два места пайки, но сами полукатушки полностью формуются вне машины и изолируются почти до самого места пайки. Для соединения полукатушек в Европе еще часто применяется пайка мягким припоем.

Б. Шаблонные обмотки в открытых пазах. Для средних и крупных машин переменного тока с катушечной и стержневой обмоткой наиболее распространенной является закладная обмотка в открытых пазах. Она применяется для напряжений от 3,3 до 18 *кв*, а в последнее время даже до 24 *кв*.

У двухслойных шаблонных катушечных обмоток изоляция отдельных проводников такая же, как у паяных катушек. Катушки, на ко-

торые еще не наложена пазовая изоляция, для напряжений до 4 *кв* обычно только пропитываются, а для более высоких напряжений, как правило, компаундируются в вакууме.

Сечение паза для двухслойных катушечных обмоток изображено на рис. 7-14. Пазовая изоляция состоит из шеллакмикафолия или асфальтмикафолия, или же из слюдяной изоляции на синтетической смоле.

Лобовые части с выполнением мест стыков по рис. 7-13 обматываются мокрыми стеклослюдолентами, а в настоящее время также и стеклослюдорунолентами. Вместо микафолиевой опрессовки все чаще применяется непрерывная ленточная изоляция с пропиткой синтетическими смолами, при которой катушки, уложенные в статор или же перед закладкой, пропитываются синтетической смолой в вакууме и отверждаются. Если в пазы закладываются готовые пропитанные катушки, то необходимо особое мероприятие для облегчения этой закладки. Здесь речь идет в первую очередь о возможно максимальном укорочении шага обмотки и о мерах, которые при закладке катушек обеспечивают пластическую их деформацию в местах изгибов, например, посредством соответствующих прокладок из кремнийорганического каучука в местах изгибов или приспособлений, которые при пропитке предотвращают проникновение синтетической смолы в лобовую часть, или, наконец, термических операций, обеспечивающих известную пластичность катушек во время закладки.

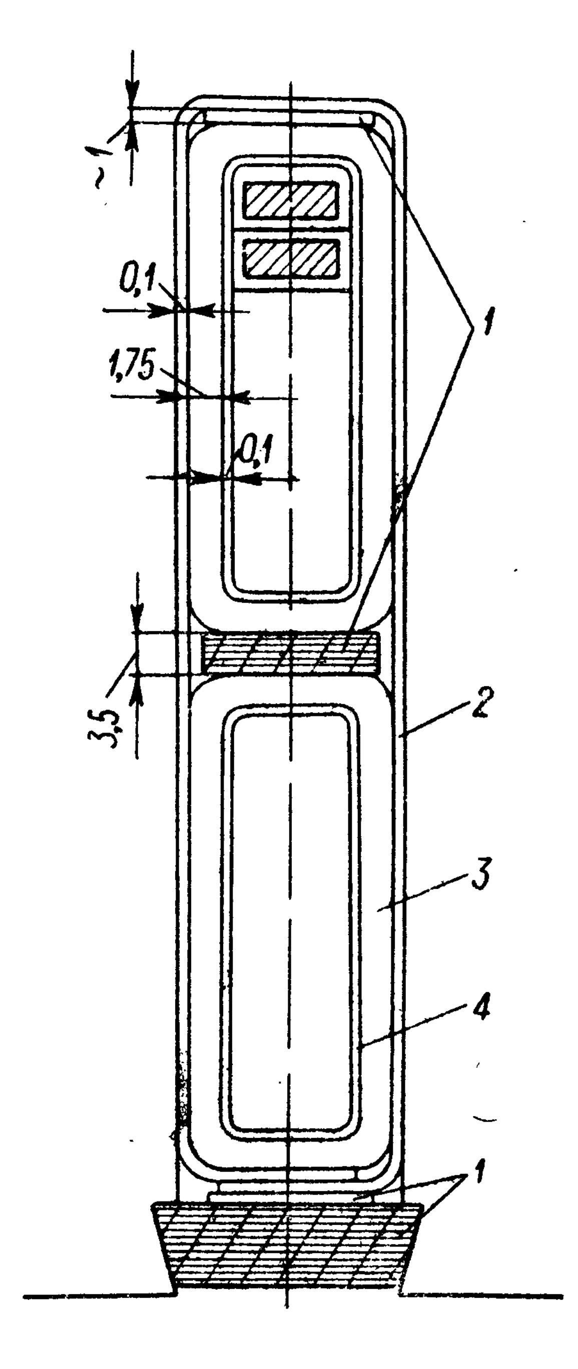


Рис. 7-14. Двухслойная обмотка для напряжения 6600 *в*, уложенная в открытом пазу

1 — гетинакс; *2* — графитированная бумага; *3* — микафолиевая опрессовка; *4* — стекловолокно (наматывается с широким разгоном)

В крупных машинах с одним-тремя витками на паз, преимущественно с двумя витками на паз, применяются стержневые обмотки в открытых пазах. Стержневые обмотки в полуоткрытых пазах при обычных для настоящего времени больших воздушных зазорах уже почти не применяются. Ввиду больших поперечных сечений проводников с целью снижения потерь от вытеснения тока необходимо подразделение проводников на отдельные элементарные проводники и их транспозиция. Общепринятой конструкцией таких стержней являются стержни Ребеля (рис. 7-15). Они состоят из двух пучков элементарных проводников, которые переплетены таким образом, что каждый проводник занимает внутри стержня любое из предусмотренных положений; благодаря этому индуктируемое напряжение рассеяния паза будет в каждом элементарном проводнике одинаковым, так что элементарные проводники могут соединяться между собой на обоих концах простыми соединительными скобами. В ка-

честве изоляции элементарных проводников в настоящее время общепринято применять пропитанную стеклянную оплетку толщиной 0,1 *мм*. Каждый элементарный проводник обычно испытывается перед спайкой относительно всех прочих элементарных проводников напряжением 110 *в*. На рис. 7-16 и 7-17 показаны два способа спайки обмоточных стержней в лобовой части. По рис. 7-16 соединение производится посредством клепанной и обмотанной после пайки медной гильзы. По рис. 7-17 медная гильза насаживается на концы стержней,

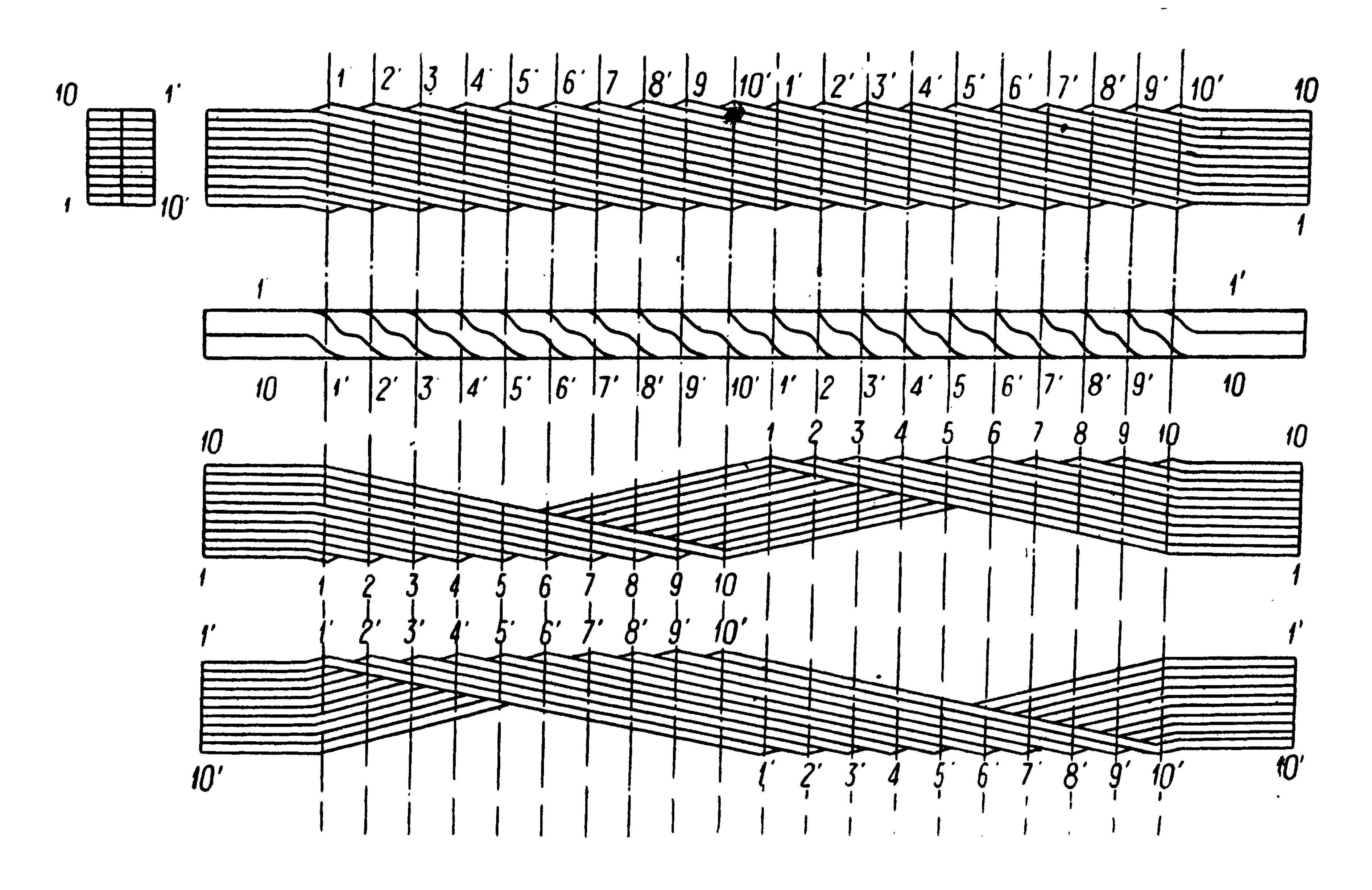


Рис. 7-15. Конструкция стержня Ребеля

нагревается токами высокой частоты, частично заливается оловом и затем заполняется холодноотверждающейся литьевой смолой.

Преимуществом этого стержня является возможность произвольно выбирать его высоту. При относительно мелких (неглубоких) пазах, высота которых приблизительно равна их ширине, использование паза было бы, ввиду перекрещивания элементарных проводников, низким. По этой причине [1] в таких предельных случаях целесообразно применять стержни из пучков элементарных проводников, которые транспонируются в середине паза на 180°.

При непосредственном охлаждении применяются три различные системы стержней Ребеля:

1. Каждый элементарный проводник выполняется в виде полого проводника для жидкостного охлаждения. Высота элементарных проводников при этом больше, чем у обычных стержней Ребеля для кос-

---

[1] Abegg K. Aus der Technologie der Wasserkraftgeneratoren: Die Statorwicklung. Bulletin SEV, 1960, 8.

венного охлаждения, и потери от вытеснения тока здесь поэтому также выше (см. рис. 3-39, *а*).

2. Между обычными элементарными проводниками расположены отдельные охлаждающие проводники для жидкости. Общие добавочные потери здесь ниже, но распределение температуры по сечению стержня Ребеля неравномерное (см. рис. 3-39, *б*).

3. Между обоими пучками элементарных проводников расположены изолированные трубки из материала с высоким сопротивлением для газового охлаждения (см. рис. 3-39, *в*).

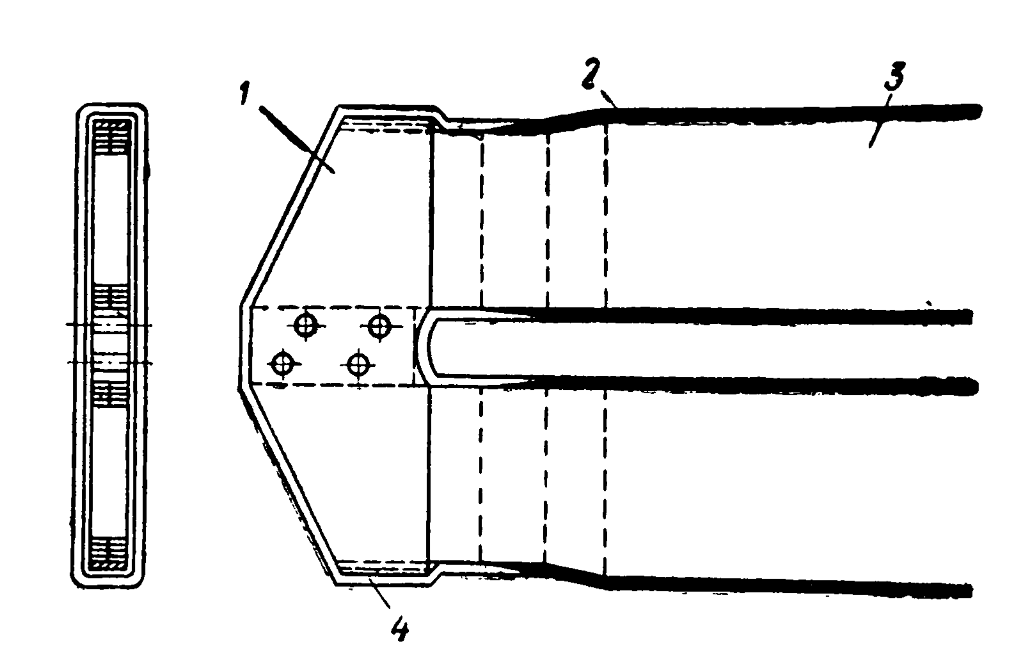


Рис. 7-16. Соединение в лобовой части стержней обмотки статора, склепанной и запаянной медной соединительной скобой

1 — соединительная скоба; *2* — изоляция стержня; *3* — стержень обмотки; *4* — изоляция, накладываемая после пайки

Стержни Ребеля транспонируются обычно только на длине активной стали. В машинах с большим объемом тока на паз в этом случае вследствие образования вихревых токов могут возникать высокие добавочные потери и нагревы в лобовых частях. В пазах с полностью изолированными элементарными проводниками добавочные потери могут возникать на всей длине стержней из-за так называемых циркуляционных токов, если стержни соединяются паяными стяжными скобами, которые при этом замыкают накоротко

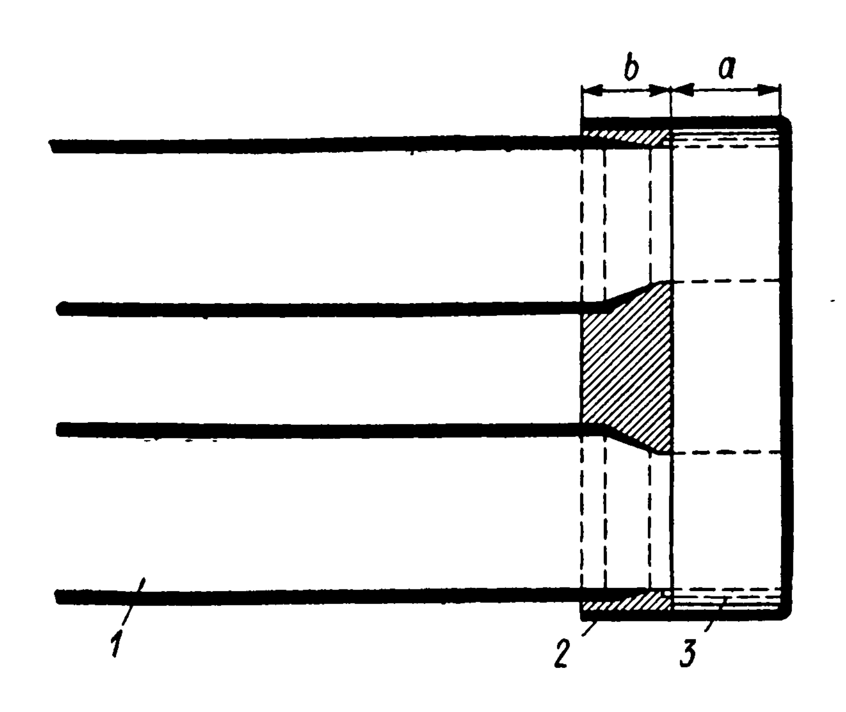


Рис. 7-17. Соединение стержней обмотки статора в лобовой части. На концы стержней надета медная гильза. На нее насаживается теплостойкая изоляционная гильза, которая перекрывает изолированные концы стержней. Участок *а* заливается оловянным припоем для обеспечения электрического соединения. Для этой цели место пайки нагревается токами высокой частоты. В заключение на участок $a + b$ плотно насаживается гильза с холодноотверждающимся изоляционным лаком

1 — стержень обмотки; *2* — изоляционная гильза; *3* — медная гильза

все элементарные проводники стержня на обоих концах (рис. 7-18).[1] В этом случае, в особенности в крупных гидрогенераторах, приходится отказываться от простого соединения стержней посредством стяжных скоб и применять транспозицию элементарных проводников в лобовых частях.

---

[1] Meyer H. Die Isolierung großer elektrischer Maschinen. Springer, 1962, S. 31.

Почти все фирмы в настоящее время изолируют элементарные проводники стержней Ребеля стеклянной оплеткой, а в местах перекрещивания на обеих узких сторонах стержней закладываются слюдяные пластиночки. Голый стержень перед дальнейшей обработкой механически упрочняется посредством клеящих лаков (например, фенольного лака) или отверждающихся клеящих смол (эпоксидных или полиэфирных смол).

Полые участки на поверхности узких сторон стержней, образующиеся в местах скрещивания элементарных проводников, должны замазываться пригодной для этой цели шпаклевочной массой (например, пастой из цинковых белил и бакелита или пигментированными

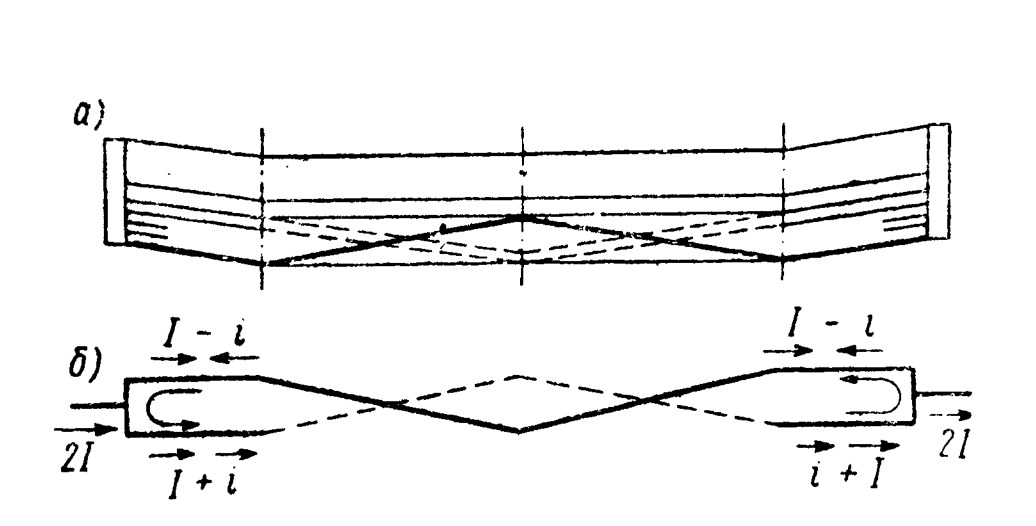


Рис. 7-18. Образование вихревых токов в стержне обмотки: *а* — расположение элементарных проводников в стержне Ребеля при нетранспонированных элементарных проводниках; *б* — наложение тока *I*, протекающего через проводник, и циркуляционных токов *i* при полностью изолированных элементарных проводниках

Рис. 7-19. Сечение лобовой части двухслойной бочечной обмотки с опорным подкреплением. Стержни с полудугами с обеих сторон спаиваются между собой на концах

1 — место пайки; *2* — опорные кольца; *3* — нажимная плита; *4* — опорная пластина; *5* — клин

эпоксидными смолами), так чтобы стержневая изоляция прилегала к стержням без воздушных включений.

Изоляция стержней состоит из микафолия (шеллак- или асфальтмикафолий, микафолий со связующим из синтетических смол). Для крупных машин и напряжений свыше 10 *кв* принято непрерывное наложение стекломикаленты с пропиткой синтетическими смолами и отверждением в точно подогнанных формах. Толщина стержневой изоляции может определяться по рис. 7-11. При использовании микафолия (который в вакууме не обрабатывается) для предотвращения тлеющих разрядов между изоляцией стержней и медью часто применяется так называемая внутренняя защита против тлеющих разрядов, при этом, однако, ценность проверки $\operatorname{tg} \delta$ как характеристики для оценки качества изготовления сомнительна, так как при этой внутренней защите от тлеющих разрядов измерение $\operatorname{tg} \delta$ не дает возможности обнаруживать воздушные включения.

Обычным исполнением закладных стержневых обмоток является двухслойная бочечная обмотка.

Если прежде было принято выполнять лобовые части обмотки в виде отдельных скоб и соединять их со стержнями посредством свинчива-

ния или пайкой, причем для лобовых частей применялись полностью или частично массивные скобы, в настоящее время практикуется изготовление обеих лобовых частей в виде единого целого с прямой частью стержней с подразделением их на элементарные проводники, а иногда также и с транспозицией. В этом случае места паек расположены вне наибольшего магнитного поля рассеяния и, кроме того, к местам пайки открывается очень хороший доступ (рис. 7-19). Лобовые части выполняются в виде пространственных эвольвент, так как только эвольвента обеспечивает равное геометрическое расстояние по всей длине изогнутой части. С целью упрощения технологии эвольвента часто заменяется двумя круговыми дугами (рис. 7-20).

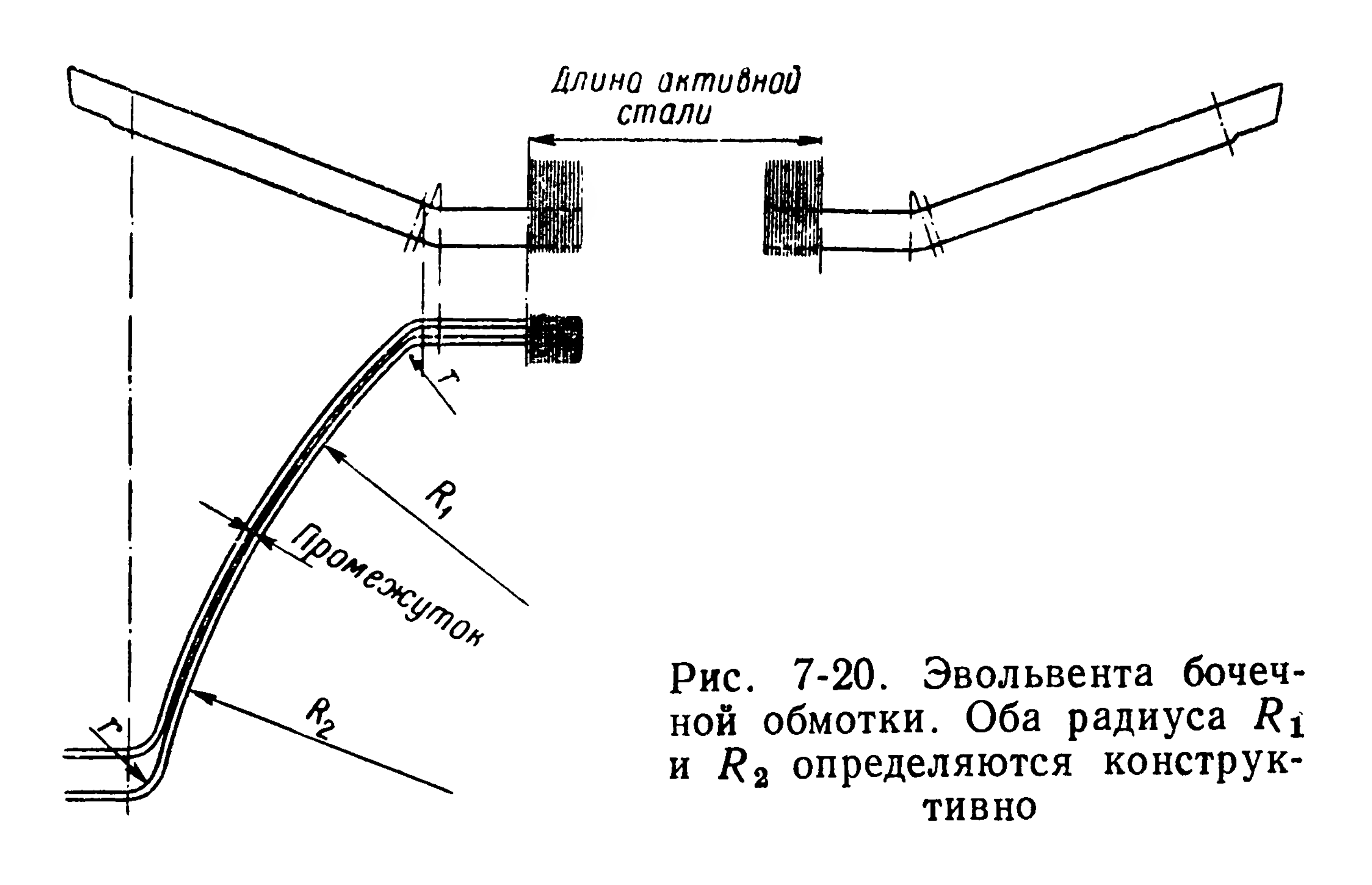


Рис. 7-20. Эвольвента бочечной обмотки. Оба радиуса R_1 и R_2 определяются конструктивно

Для перехода от стержня к изогнутой части по ребру стержня применяются относительно большие радиусы (около 40—60 *мм*, см. рис. 7-20) для того, чтобы можно было хорошо выполнить изоляцию на изогнутой части; бо̀льшие радиусы увеличили бы слишком сильно вылет лобовых частей.

Для машин с напряжениями выше 10 *кв* стержни обычно покрываются по всей длине активной стали и в лобовых частях обмотки приблизительно на 20 *мм* больше длины активной стали лаком с хорошей электропроводностью для защиты от тлеющих разрядов. Удельное сопротивление такого покрытия [1] имеет величину порядка 5000 — — 10 000 *ом*. При более высоких напряжениях на выходе из паза регулирование потенциала достигается путем нанесения нескольких слоев (в виде ступеней) противоразрядных лаковых покрытий с убывающей электропроводностью или с помощью противокоронных манжет.

[1] Удельное сопротивление является здесь поверхностным сопротивлением без учета толщины покрытия для защиты от тлеющих разрядов и имеет размерность *ом* на $\dfrac{\textit{см}\ \text{в направлении вдоль стержня}}{\textit{см}\ \text{по периметру стержня}}$.

Оно зависит только от материала противоразрядной защиты, который при аккуратном изготовлении наносится всегда с одинаковой толщиной.

Вылет лобовых частей обмотки зависит от расстояния между лобовыми соединениями. Это расстояние зависит как от напряжения, так и от вентиляционных условий и должно выбираться с учетом напряжения возникновения тлеющих разрядов.

На рис. 7-21 показаны условия возникновения различных видов тлеющих разрядов[1]. Минимальные воздушные промежутки в лобовой части обмотки должны выбираться таким образом, чтобы при различных рабочих напряжениях не возникали блуждающие кистевые разряды. Однако повреждений изоляции можно ожидать только тогда, когда образуются стоячие (неподвижные) кистевые разряды, у основания которых возникают настолько высокие температуры, что может произойти пробой изоляции.

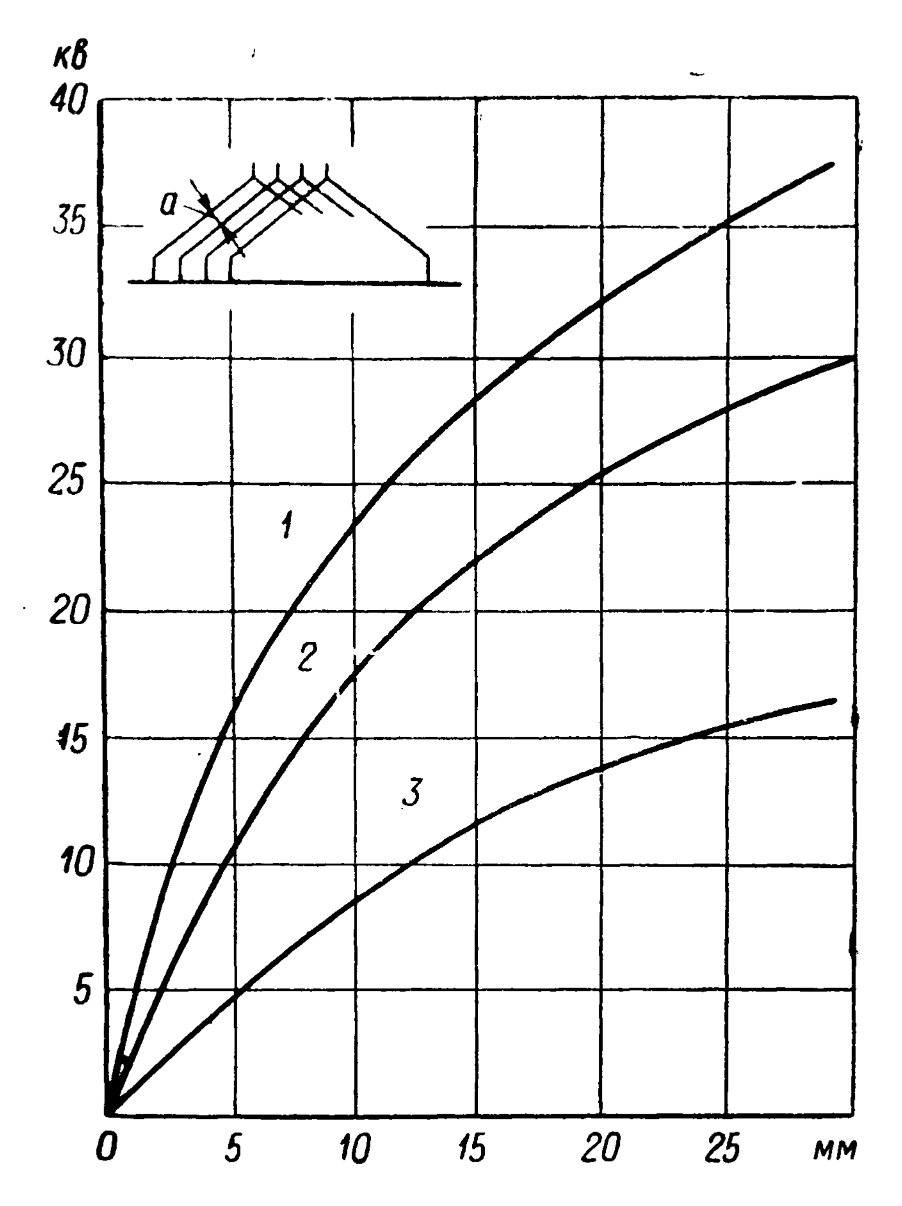


Рис. 7-21. Напряжения возникновения тлеющих разрядов в лобовых частях обмотки (на оси абсцисс отложены величины воздушных промежутков a в лобовых частях). Микалентная изоляция, пропитанная асфальтом, с лаковым покрытием для защиты от тлеющих разрядов

1 — появление стоячих (неподвижных) кистевых разрядов (красные иглы); *2* — появление блуждающих кистевых разрядов (голубые иглы); *3* — первое свечение на дистанционных элементах

Если по условиям охлаждения, например при жидкостном охлаждении обмоток, взаимное расстояние лобовых соединений должно быть настолько большим, насколько этого требуют условия монтажа, то в местах подразделения фаз промежутки между лобовыми соединениями должны заполняться полупроводящими материалами, например замазкой.

На уложенную в пазы часть обмотки действуют силы, пульсирующие с двойной частотой протекающего через проводник тока; эти силы за период одной полуволны один раз прижимают стержень к основанию паза. Они возрастают пропорционально квадрату тока и достигают при коротких замыканиях значительной величины. До тех пор пока обмотка плотно сидит в пазу и образует вместе с изоляцией монолитное целое, эти силы не представляют опасности для обмотки. Если же медь обмотки лежит в изоляции свободно и связи между элементарными проводниками ослабли, то изоляция может быть разрушена изнутри.

Лобовая часть обмотки подвергается при коротком замыкании действию очень сильных механических нагрузок. Силы возникают в результате воздействия магнитного поля лобовой части обмотки на проводники, по которым протекает ток короткого замыкания.

[1] См. сноску на стр. 186.

Магнитное поле создается токами в лобовых частях обмоток статора и ротора. Силовые линии замыкаются по разным путям: частично через активную сталь статора, через корпусы и кожухи, активную сталь ротора и частично по воздуху. Плотность магнитных силовых линий не является постоянной ни пространственно, ни во времени и зависит не только от формы обмотки и величины тока, но и от геометрии окружающих лобовую часть деталей и узлов машины и их электрических и магнитных свойств. Для расчета магнитного поля лобовой части обмотки разработаны различные методы.[1]

Лобовая часть должна иметь эффективные крепления против воздействия сил при коротком замыкании (см. рис. 7-19).

Вблизи выхода из пазов, там, где стержень проходит еще аксиально, стержни должны в первую очередь подкрепляться против тангенциального изгиба посредством гребенчатого элемента. В районе поперечных соединений действуют силы, взаимно притягивающие стержни одной фазы, и пульсирующие (притягивающе-отталкивающие) силы смежных стержней различных фаз. В то время как силы сжатия должны восприниматься дистанционными элементами и самой изоляцией, отталкивающие силы воспринимаются скобами, бандажами или стяжными болтами.

Большие результирующие радиальные и аксиальные силы действуют на лобовые части обмотки в целом, которые зафиксированы у радиальных обмоток посредством болтов, а у бочечных обмоток — посредством опорных колец и пластин, связанных с нажимными плитами. В крупных машинах опоры лобовой части обмотки должны быть в максимальной мере свободны от металла для того, чтобы предотвратить сильный нагрев под действием вихревых токов. В крупных ударных генераторах разрывной мощности вся лобовая часть заливается синтетической смолой и образуемое таким путем компактное кольцо охватывается стальными пластинами и крепится болтами к нажимной плите.

7-3. Роторные обмотки

А. Короткозамкнутый ротор асинхронной машины. В качестве материала для обмоток короткозамкнутых роторов может применяться алюминий, медь, бронза или латунь. У роторов с двойной беличьей клеткой в большинстве случаев применяются даже два или более из этих материалов. Стержни короткозамкнутой обмотки устанавливаются в ротор, как правило, голыми и спаиваются с короткозамыкающими кольцами. Такая конструкция обусловливает механическую

---

[1] Florenz Ungruh. Felder und Stromkräfte in den Wickelköpfen von Turbogeneratoren. ETZ-A, Bd. 84, 1963, H. 9.

Oberretl H. Die Ermittlung von magnetischen Feldern, Wirbelströmen und Kräften in komplizierten Fällen durch Simulation an Gittermodellen. Archiv. f. Elektrotechnik, Bd. 48, 1963, H. 5.

Althammer P. Berechnung des magnetischen Feldes in den Wickelköpfen von Turbogeneratoren. Brown Boveri Mitteilungen, Bd. 51, 1964, H. 5.

Tegepoulos J. A. Determination of the magnetic field in the end zone of turbine generators. IEEE Trans. Pwr. Appar. and Syst. 82, 1963, pp. 562—572.

прочность и эксплуатационную надежность короткозамкнутого ротора. Однако наряду с преимуществами по сравнению с ротором с контактными кольцами короткозамкнутый ротор имеет при равном начальном пусковом моменте значительно более высокий пусковой ток (приблизительно 3,5 — 6,5-кратный номинальный ток), который в свою очередь вызывает более высокий нагрев ротора, а иногда и статора. Ротор с контактными кольцами может регулироваться по скорости вращения, короткозамкнутый ротор имеет определенную скорость вращения и не допускает фазокомпенсации со стороны ротора.

1. Нагрев при пуске. При пуске без нагрузочного момента в роторе выделяется за счет электрических потерь количество тепла Q_v, равное энергии, необходимой для ускорения всех маховых масс $E_{кин}$:[1]

$$E_{кин} = 1{,}37\, GD^2 (n/1000)^2, \qquad (7\text{-}1)$$

где $E_{кин}$ — кинетическая энергия ротора и приводимого механизма, *квт·сек*; GD^2 — маховой момент ротора и приводимого механизма, *кГ·м²*; n — скорость вращения, до которой разгоняется ротор, *об/мин*.

Под GD^2 следует понимать суммарный маховой момент электродвигателя и приводимого механизма. Если приводимый механизм сопряжен с электродвигателем через редуктор, то его маховой момент должен быть пересчитан с квадратом отношения скоростей вращения:

$$GD^2_{aM} = GD^2_a (n_a/n_M)^2, \qquad (7\text{-}2)$$

где GD^2_a — маховой момент приводимого механизма; GD^2_{aM} — маховой момент приводимого механизма, отнесенный к валу электродвигателя; n_a — скорость вращения приводимого механизма; n_M — скорость вращения электродвигателя.

Если пуск происходит с нагрузочным вращающим моментом M_L (рис. 7-22), то выделяющиеся в роторе электрические тепловые потери [2] W_v рассчитываются по уравнению:

$$W_v = E_{кин}\left(1 + 2\int_0^1 \frac{M_{L\,(s)}}{M_{B\,(s)}} s\,ds\right) = 2E_{кин}\int_0^1 \frac{M_{M\,(s)}}{M_{B\,(s)}} s\,ds \approx$$

$$\approx 2E_{кин}\sum_0^1 \frac{M_M}{M_B} s\Delta s, \qquad (7\text{-}3)$$

где W_v — тепловые потери в роторе; $M_M = M_L + M_B$ — вращающий момент электродвигателя; M_L — нагрузочный вращающий момент; M_B — ускоряющий вращающий момент; s — скольжение.

---

[1] $E_{кин} = \theta\omega^2/2$ ($\theta \to GD^2$, $\omega \to n$).

[2] Мощность потерь: $P_v = M_M s\omega_{син} = M_M \omega \frac{s}{1-s}$. Тепловые потери: $W_v = \int_0^{T_a} P_v dt$ (T_a — время пуска).

Подразделение всего диапазона суммирования от $s = 0$ до $s = 1$ следует производить так, чтобы в каждом малом интервале Δs вращающие моменты могли рассматриваться с известным приближением как постоянные. Если кривая изменения нагрузочного вращающего момента в отдельных местах близко подходит к кривой вращающего момента электродвигателя, заданной электрическим расчетом машины, то в этом случае следует производить суммирование во всем диапазоне пуска. Если же условия разгона аналогичны представленным на рис. 7-22, *б*, где вращающий момент ускорения приблизительно постоянен и не слишком мал сравнительно с вращающим моментом электродвигателя, то для приближенного расчета можно принять

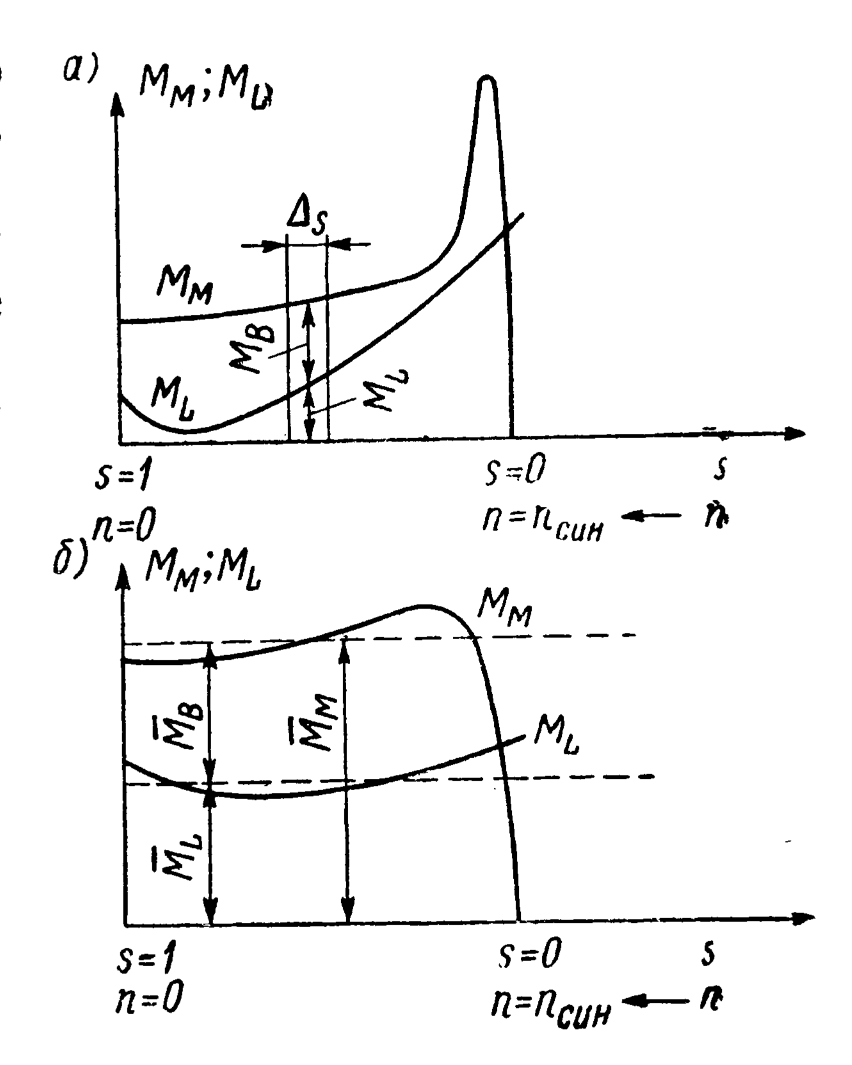


Рис. 7-22. Механические характеристики асинхронного электродвигателя: *а* — вращающий момент электродвигателя (M_M), нагрузочный вращающий момент (M_L), вращающий момент ускорения (M_B); *б* — вращающий момент ускорения, осредненный по периоду разгона $(\overline{M}_B)$, нагрузочный вращающий момент, осредненный по периоду ускорения $(\overline{M}_L)$, вращающий момент электродвигателя, осредненный по периоду разгона $(\overline{M}_M)$

s — скольжение; *n* — скорость вращения

$$W_v = E_{\text{кин}} \overline{M}_M / \overline{M}_B, \qquad (7\text{-}3а)$$

где $\overline{M}_M$ — средний вращающий момент электродвигателя для всего периода разгона; $\overline{M}_B$ — средний вращающий момент ускорения.

а. У ротора с двойной беличьей клеткой (двухклеточного ротора) количество тепла W_v, за исключением некоторой, как правило, пренебрежимой части в пакете активной стали ротора, распределяется между наружной клеткой (пусковой клеткой, расположенной ближе к воздушному зазору) и внутренней (рабочей) клеткой. Доля тепла W_a, преобразуемая в наружной клетке, зависит в первую очередь от условий вытеснения тока из внутренней клетки в наружную и затем от скольжения, которое во время пуска снижается со 100% приблизительно до нуля. Отношение вытеснения $k_v = W_a / W_v$ составляет при обычных исполнениях от 0,7 до 0,8. Из всего выделяющегося в наружной клетке тепла лишь его часть k_a (от 0,6 до 0,8) вызывает нагрев клетки. Остальная часть уходит по поверхности стержней в активную сталь и нагревает ее незначительно. Следовательно, имеющее значение для нагрева клетки количество тепла W_k выражается уравнением

$$W_k = k_v k_a W_v, \qquad (7\text{-}4)$$

и нагрев пусковой клетки за один пуск будет соответственно составлять $\vartheta = W_k / cM$, где ϑ — нагрев, °C; W_k — количество тепла, аккумули-

рованного в пусковой клетке, *квт·сек*; *с* — удельная теплоемкость пусковой клетки, *квт·сек/(кг·град)*; *М* — масса пусковой клетки, *кг*.

Пример расчета. Шестиполюсная машина 155 *квт*, 974 *об/мин*, со средним вращающим моментом электродвигателя, приблизительно равным 140% номинального вращающего момента, имеет маховой момент 23 $кГ \cdot м^2$. Данные ротора: $z = 58$ пусковых стержней из бронзы диаметром $d = 11$ *мм* и длиной $l = 310$ *мм* (между серединами короткозамыкающих колец); короткозамыкающие кольца: средний диаметр $D = 380$ *мм*, радиальная высота $p = 16$ *мм*, аксиальная ширина $q = 25$ *мм*. Пуск производится при среднем нагрузочном вращающем моменте, равном приблизительно 90% номинального момента; маховой момент нагрузки, отнесенный к валу электродвигателя, составляет 92 $кГ \cdot м^2$. Отношение, характеризующее вытеснение тока, $k_v = 0,70$, коэффициент k_a, учитывающий передачу тепла от стержней к активной стали, равен 0,7. Удельная теплоемкость бронзы $c = 0,375$ *квт·сек/(кг·град)*, плотность $\rho = 8,5$ $кг/дм^3$. Каков будет нагрев пусковой клетки за период разгона?

По уравнениям (7-1), (7-3а) и (7-4) рассчитываем количество тепла, аккумулируемого в пусковой клетке во время разгона:

$$W_k = k_v k_a \cdot 1,370 GD^2 (n/1000)^2 \overline{M}_M / \overline{M}_B = 0,70 \cdot 0,70 \cdot 1,37 (23 + 92)(974/1000)^2 140/(140 - 90) = 204 \text{ квт·сек}.$$

Масса пусковой клетки составляет

$$M = \rho (zld^2\pi/4 + 2D\pi pq) = 8,5 \cdot 10^{-3} (58 \cdot 31 \cdot 1 \cdot 1^2\pi/4 + 2 \cdot 38\pi \cdot 1,6 \cdot 2 \cdot 5) = 22,6 \text{ кг},$$

и нагрев стержней

$$\vartheta = W_k/(cM) = 204/(0,375 \cdot 22,6) = 24,1^\circ \text{ C}.$$

Рассчитанный нагрев за один пуск в приведенном примере не очень велик, так что машина может запускаться несколько раз подряд из холодного и даже из нагретого состояния. Однако трудности пуска возрастают у более быстроходных машин и при больших маховых массах. Облегчение условий пуска может быть достигнуто путем увеличения теплоемкости пусковой клетки (применение материала с более высоким удельным сопротивлением и увеличение поперечного сечения стержней), а при больших нагрузочных вращающих моментах также и посредством создания более высокого пускового момента электродвигателя. Однако эти мероприятия требуют в большинстве случаев применения приводного электродвигателя большего типоразмера. Если необходимо несколько пусков, то при условии, что машина была первоначально холодной, существенное облегчение дают кратковременные паузы между пусками. Другие возможности для снижения температуры роторов при тяжелых пусках заключаются в применении электродвигателей с переключаемыми полюсами, например с двумя скоростями вращения в отношении 1 : 2, у которых аккумулируемое в обмотке ротора количество тепла уменьшается приблизительно вдвое, или в частотном пуске электродвигателя. Часто применяются также специальные центробежные муфты, которые передают полный вращающий момент только тогда, когда электродвигатель практически уже разогнался. Верхний предел нагрева клетки является в значительной мере конструктивным вопросом. В качестве максимальной допустимой температуры можно принять для алюминия приблизительно 200° С и для бронзы с электропроводностью от 6 до 12 $м/(ом \cdot мм^2)$ приблизительно 300° С.

У машин с короткозамкнутым ротором малой мощности, особенно у быстроходных машин, термической опасности при пуске подвергается не только обмотка ротора, но часто также и обмотка статора. Нагрев обмотки статора приближенно может рассчитываться чисто адиабатно со среднеквадратичным пусковым током за время пуска.

б. Условия для глубокопазного ротора (а также ротора с трапецевидным пазом и с L-образными стержнями) являются по сравнению с условиями для двухклеточного ротора значительно более сложными, так как здесь, кроме вытеснения тока от основания паза к воздушному зазору, имеет место также еще и тепловой поток в противоположном направлении, изменение которого во времени зависит также и от продолжительности пуска. Разность температур между верхней и нижней кромками стержня может в зависимости от условий вытеснения тока и времени пуска составлять кратную величину фиктивного среднего нагрева. При высоких в радиальном направлении и очень узких стержнях нагрев верхней кромки стержня может достигать 5-кратной величины, а при применении стержней с относительно широким и радиально плоским профилем — 1,5 — 2-кратной величины среднего фиктивного нагрева.

Более точный расчет нагрева см. в специальной литературе.[1]

2. *Длительность пуска.* Для разгона электродвигателя требуется, в зависимости от величины пускового вращающего момента электродвигателя (от 50 до 250% номинального вращающего момента), нагрузочного вращающего момента и полного махового момента (см. рис. 7-22), определенное время пуска T_a, которое выражается уравнением [2]

$$T_a = \frac{GD^2}{4g} \cdot \frac{\pi}{30} \int_0^{n_{\text{син}}} \frac{dn}{M_B(n)} \approx \frac{GD^2}{375} \sum_0^{n_{\text{син}}} \frac{\Delta n}{M_B}, \qquad (7\text{-}5)$$

где T_a — время пуска, *сек*; GD^2 — маховой момент электродвигателя и нагрузки, *кГ·м*²; $M_B(n)$ — вращающий момент ускорения, *кГ·м*; n — скорость вращения, *об/мин*; $g = 9{,}81$ *м/сек*²; $n_{\text{син}}$ — синхронная скорость вращения.

Если ускоряющий вращающий момент сильно меняется в диапазоне суммирования от $n = 0$ до $n = n_{\text{син}}$, то без суммирования по отдельным интервалам обойтись нельзя, в противном случае (как на

---

[1] Rossmaier V. Der Temperaturverlauf in einem Stab eines stromverdrängungs-Käfigläufermotors in Abhängigkeit von Ort und Zeit während des Hochlaufs. Arch. f. Elektrotechn. 32, 1938, 2, S. 124—131.

[2] Вывод: $M_B(n) = \Theta \frac{d\omega}{dt}$ (теорема моментов количества движения), откуда $dt = \frac{\Theta}{M_B} d\omega$ и

$$T_a = \int_0^{T_a} dt = \Theta \int \frac{d\omega}{M_B(\omega)}, \qquad \omega = \frac{\pi}{30} n; \ \Theta = GD^2/4g.$$

рис. 7-22, *б*) расчет можно вести со средним ускоряющим вращающим моментом

$$T_a = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{n_{\text{син}}}{\overline{M}_B}. \qquad (7\text{-}5а)$$

3. Формы пазов и стержней короткозамкнутого ротора. Различные применяемые формы пазов и стержней для короткозамкнутых роторов показаны на рис. 7-23.

Для малых электродвигателей предпочтительно применяются литые алюминиевые обмотки (рис. 7-23, *а*, *в*), короткозамыкающие

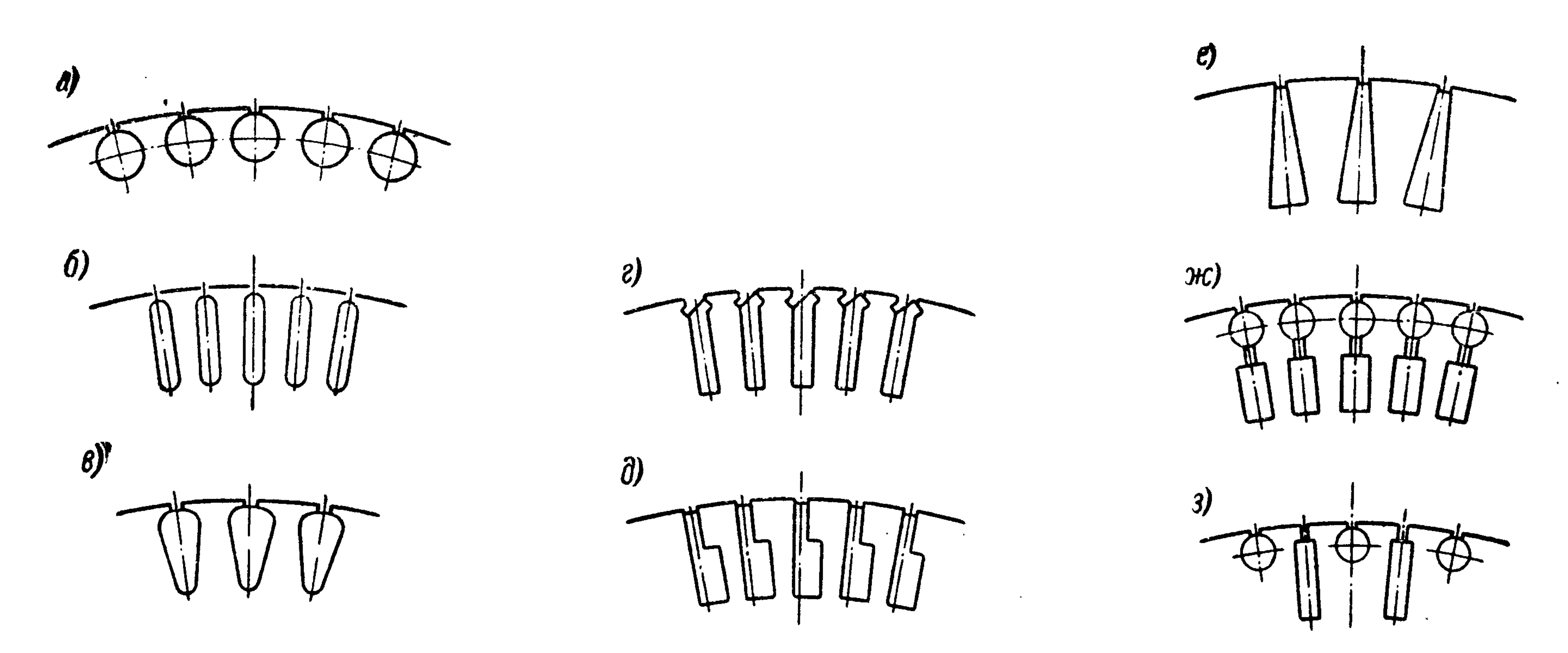


Рис. 7-23. Различные формы пазов и стержней для короткозамкнутых роторов: *а* — круглый стержень для литых и паяных обмоток из меди или алюминия; *б* — стержень для глубокопазного ротора из меди или алюминия, литой или паяный; *в* — литая обмотка из алюминия; *г* — прессованные глубокопазные стержни из меди; *д* — *L*-образный стержень из меди; *е* — трапецевидный стержень из меди или бронзы; *ж* — пусковая обмотка из бронзы, рабочая обмотка из меди; *з* — двухклеточный ротор с тангенциально смещенными обмотками — чередующимися по окружности стержнями пусковой и рабочей обмоток

кольца которых имеют прилитые вентиляционные лопасти (рис. 7-24*а*). Для малых и средних электродвигателей изготовление литейных форм для алюминия неэкономично, обычно применяют паяные алюминиевые обмотки в глубоких пазах (рис. 7-23, *б*). Для более крупных машин применяются глубокопазные роторы с медными обмотками по рис. 7-23, *б*, *г*, *д*, *е*, а для тяжелых условий пуска — двухклеточные роторы по рис. 7-23, *ж* и *з*.

Короткозамкнутые обмотки должны выдерживать, кроме термических нагрузок, также и механические нагрузки от центробежных сил при повышенных температурах и тангенциальных нагрузок в результате колебаний вращающего момента.

Различные конструкции соединений стержней с короткозамыкающими кольцами роторов показаны на рис. 7-24.

Действующие в тангенциальном направлении силы инерции, вызываемые ускорением или замедлением короткозамыкающего кольца, например при разгоне или торможении электродвигателя, нагружают свободные концы стержней изгибающим моментом. Величина полу-

чающихся при этом тангенциальных сил рассчитывается по уравнению (7-5а) для короткозамыкающего кольца, а для свободных концов стержней (рис. 7-25) — по уравнению

$$F_{ti} = \frac{GD_i^2 n \cdot 2}{375 T_a D_s z}, \ i = 1; \ 2,$$

где F_{t1} — тангенциальная сила кольца, *кГ*; F_{t2} — тангенциальная сила стержней; *кГ*; GD_1^2 — маховой момент кольца, $кГ \cdot м^2$; GD_2^2 — маховой момент стержней, $кГ \cdot м^2$; T_a — время разгона или торможения, *сек*; D_s — средний диаметр делительной окружности, *м*; n — скорость вращения, *об/мин*; z — число стержней по окружности.

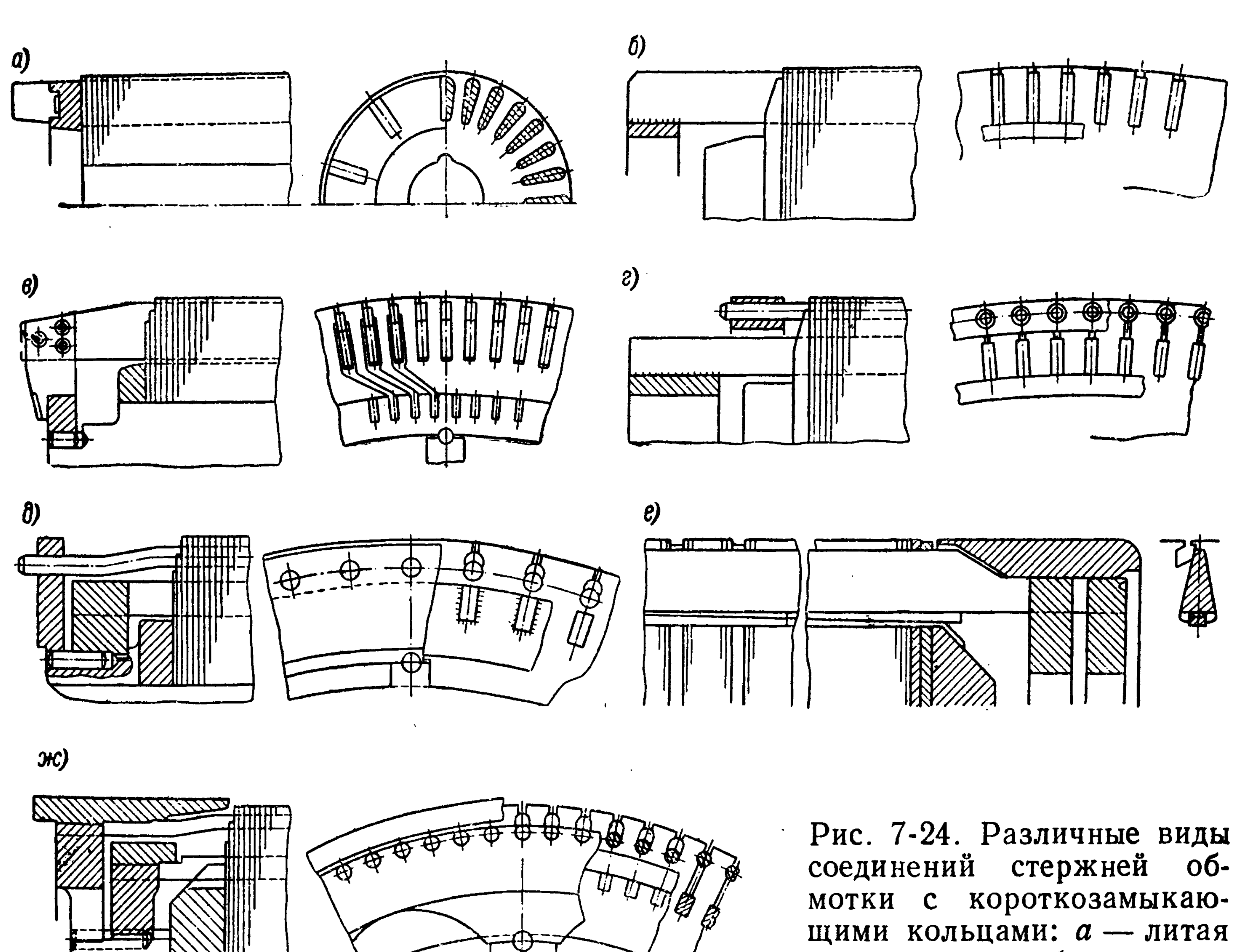


Рис. 7-24. Различные виды соединений стержней обмотки с короткозамыкающими кольцами: *а* — литая алюминиевая обмотка, короткозамыкающее кольцо которой с прилитыми лопастями действует также в качестве вентилятора; *б* — глубокопазный ротор; короткозамыкающее кольцо спаяно с отдельными стержнями обмотки твердым припоем; *в* — глубокопазный ротор для тяжелых условий пуска; поперечное сечение наружных в радиальном направлении стержней обмотки может выполняться более свободно благодаря эластичным соединениям с короткозамкнутым кольцом; *г* — двухклеточный ротор; пусковая и рабочая обмотки соединяются со своими короткозамыкающими кольцами посредством пайки твердым припоем; *д* — двухклеточный ротор; короткозамыкающие кольца рабочей и пусковой обмоток предохранены против скручивания для разгрузки свободных концов стержней обмотки при больших ускорениях и толчках; *е* — крепление стержней короткозамкнутого ротора крупных электродвигателей посредством заклиновки в пазах; *ж* — двухклеточный ротор; короткозамыкающие кольца предохранены против скручивания и вместе с концами стержней обмотки укреплены стяжными кольцами против действия центробежных сил.

Изгибающий момент, нагружающий заделанные концы стержней ротора, определяется уравнением

$$M_b = F_{t1} l_s + F_{t2} l_s/2 = (GD_1^2 + GD_2^2/2)\,\frac{2 n l_s}{375 T_a D_s z}, \qquad (7\text{-}6)$$

где M_b — изгибающий момент в месте заделки, *кГ/см*; l_s — длина свободного конца стержня, *см*, а результирующее изгибающее напряжение

$$\sigma_b = M_b/W, \qquad (7\text{-}7)$$

где σ_b — напряжение в крайнем волокне стержня, *кГ/см²*; W — момент сопротивления стержня, *см³*.

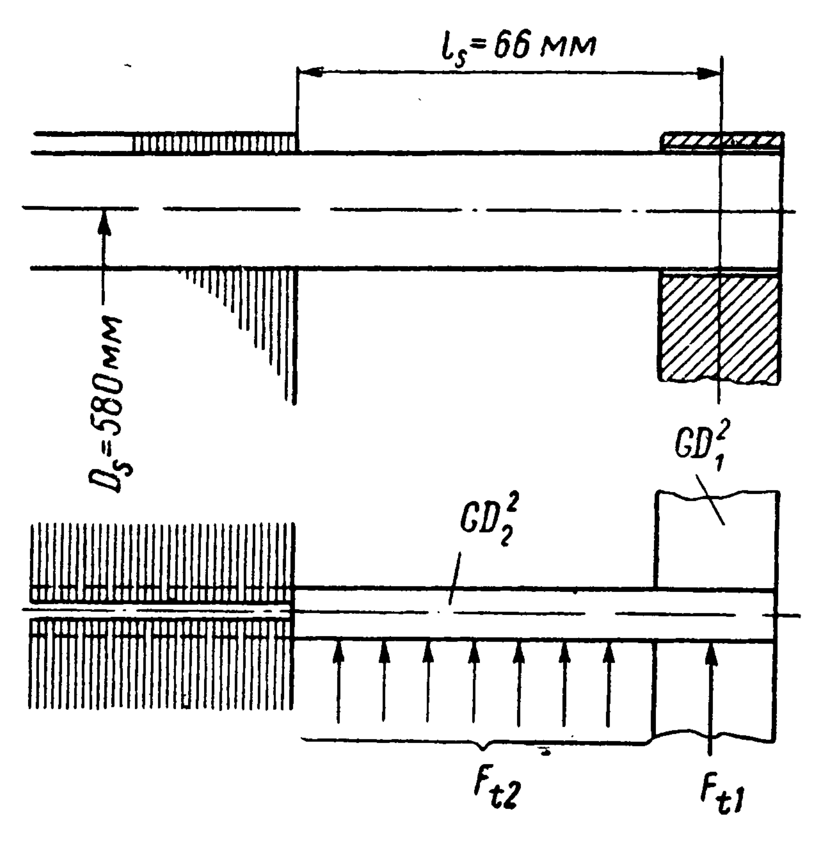


Рис. 7-25. Тангенциальная изгибающая нагрузка свободных концов стержней, вызванная процессами ускорения или замедления

F_{t1} — тангенциальная сила на короткозамыкающем кольце; F_{t2} — тангенциальная сила на свободном конце стержня; GD_1^2 — маховой момент короткозамыкающего кольца; GD_2^2 — маховой момент свободных концов стержней

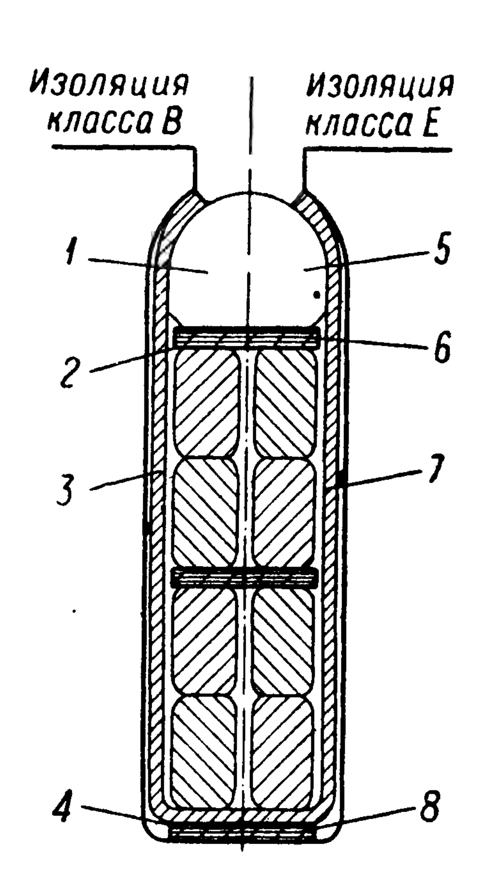


Рис. 7-26. Всыпная профильная обмотка из эмалированной проволоки для роторов с контактными кольцами

1 — армированная стекловолокном эпоксидная смола; *2* — гетинакс 0,5 *мм*; *3* — полиэфирная пленка 0,12 *мм*; *4* — полиэфирная пленка с асбестом 0,3 *мм*; *5* — буковое дерево; *6* и *8* — прессшпан 0,5 *мм*; *7* — полиэфирная пленка с прессшпаном 0,15 *мм*

Пример. Электродвигатель с короткозамкнутым ротором тормозится за 1 *сек* приблизительно с 1500 до 1200 *об/мин*. Какова будет при этом возникающая изгибающая нагрузка, если маховая масса составляет $GD_1^2 + GD_2^2/2 = 5{,}34$ *кГ·м²*, а момент сопротивления одного из $z = 70$ стержней $W = 0{,}149$ *см³* (см. рис. 7-25, $D_s = 0{,}58$ *м*, $l_s = 6{,}6$ *см*)?

По уравнениям (7-6) и (7-7) будет

$$M_b = 5{,}34\,\frac{2\cdot 300\cdot 6{,}6}{375\cdot 0{,}1\cdot 0{,}58\cdot 70} = 13{,}9\ кГ/см;$$

$$\sigma_b = 13{,}9/0{,}149 = 93\ кГ/см^2.$$

При оценке величины напряжений следует учитывать, что для цветных металлов, и в особенности для меди, при повышенной температуре допустимые прочностные характеристики должны быть значительно снижены.

Б. Ротор асинхронной машины с контактными кольцами. Обмотка ротора с контактными кольцами выполняется так же, как статорная, либо в виде проволочной, либо в виде стержневой обмотки. При этом

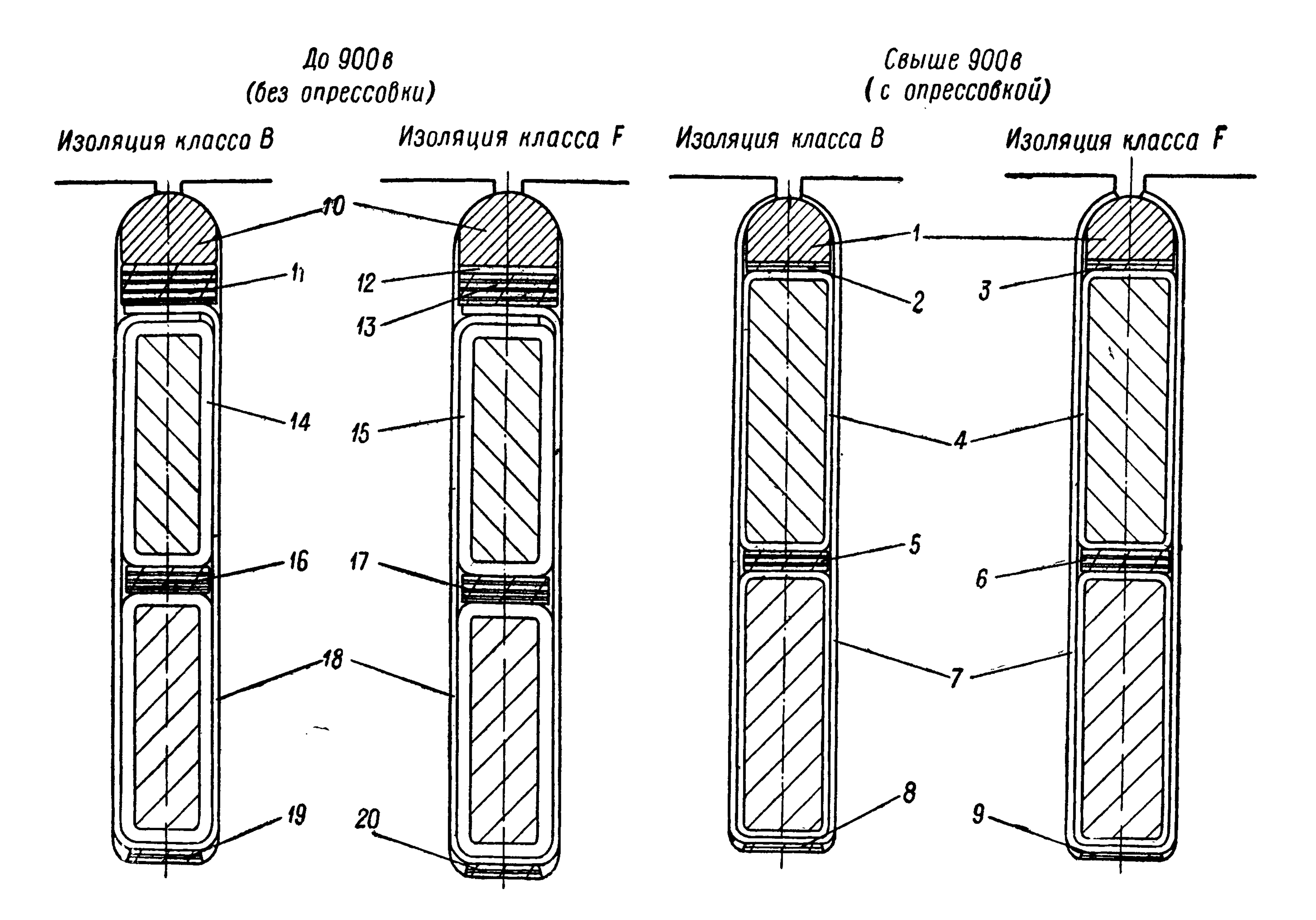


Рис. 7-27. Сечения пазов роторов со стержневыми обмотками и контактными кольцами

1; *10* — армированная стекловолокном эпоксидная смола; *2*; *5*; *8*; *11*; *16*; *19* — гетинакс; *3*; *9*; *12*; *20* — стеклотекстолит; *4* — стеклолента на эпоксидной смоле; *6*; *13*; *17* — асботекстолит (текстолит с асбестом); *7*; *18* — полиэфирная пленка с асбестом; *14* — шеллак-микафолий; *15* — микафолий с эпоксидной смолой

в одном пазу располагаются друг над другом по крайней мере две стороны разных катушек. В большинстве случаев обмотка выполняется трехфазной. Концы обмотки соединяются с тремя насаженными на вал контактными кольцами.

К контактным кольцам через щетки присоединяется регулируемое сопротивление (пускатель). Благодаря этому можно снижать пусковой ток и после пуска контактные кольца могут с помощью так называемого короткозамыкающего приспособления замыкаться накоротко, а щетки приподниматься, в результате чего двигатель будет работать с короткозамкнутым ротором. Однако эти переменные сопротивления можно использовать во время эксплуатации также для регулирования скорости вращения, причем щетки должны быть наложены на контактные кольца, или же контактные кольца могут служить для под-

ключения «задних» машин, служащих для регулирования скорости вращения, почти не вызывая потерь (см. стр. 149).

Эти различные возможности применения ротора с контактными кольцами оказывают влияние только на величину тока ротора, но не на конструкцию роторной обмотки.

Проволочные обмотки выполняются обычно из лакированной (эмалированной) проволоки, так же как и проволочные обмотки статоров, т. е. с изоляцией классов E, B или F, и всыпаются в полузакрытые пазы. Сечение такого паза показано на рис. 7-26. Напряжение роторов с проволочными обмотками выбирается в пределах от 45 до 600 *в*.

Стержневые обмотки для класса А уже почти не выполняются и применяются только для классов B или F с сечениями пазов по рис. 7-27. Напряжение роторов со стержневыми обмотками составляет от нескольких сотен вольт до 3300 *в*.

На лобовые части обмотки в зависимости от класса изоляции и напряжения накладывается ленточная изоляция в соответствии с табл. 7-2.

Таблица 7-2. **Изоляция лобовых частей обмоток роторов электродвигателей с контактными кольцами в зависимости от класса изоляции и напряжения**

Рабочее напряжение изоляции, *кв*	1	1	1,5	2	3
Толщина стенки, *мм*	0,35	0,6	0,7	0,8	1,0
Материал для изоляции класса B	1 слой эпоксидной стеклоленты (толщина 0,15 *мм*) вполнахлеста	1 слой микашелковой ленты (толщина 0,1 *мм*) вполнахлеста, 1 слой эпоксидной стеклоленты (толщина 0,15 *мм*) вполнахлеста	1 слой микашелковой ленты (толщина 0,1 *мм*) в 2/3-нахлеста, 1 слой эпоксидной стеклоленты (толщина 0,15 *мм*) вполнахлеста	2 слоя микашелковой ленты (толщина 0,1 *мм*) вполнахлеста, 1 слой эпоксидной стеклоленты (толщина 0,15 *мм*) вполнахлеста	2 слоя микашелковой ленты (толщина 0,1 *мм*) вполнахлеста, 1 слой эпоксидной стеклоленты (толщина 0,15 *мм*) в 2/3-нахлеста
Материал для изоляции класса F	Как для изоляции класса B	Вместо микашелковой ленты микастеклотканевая или микаруностеклотканевая лента. В остальном как для изоляции класса B.			

В то время как лобовые части проволочных обмоток закатываются по обеим сторонам ротора, стержневые обмотки закатываются на стороне, противоположной контактным кольцам, а на стороне контактных колец спаиваются мягким или твердым припоем, или же готовые изогнутые стержни, каждый с половиной лобовой части, после укладки в пазы спаиваются на обеих сторонах твердым или мягким припоем.

У малых и частично у средних электродвигателей лобовые части иногда выполняются без опор («свободно подвешенными»); у двухполюсных электродвигателей и крупных электродвигателей с большим числом полюсов обмотки центрируются на нажимных дисках пакета

ротора (см. также рис. 6-22). Лобовые части закрепляются проволочными или стеклянными бандажами (см. стр. 58, 267 и далее). Для изготовления проволочных бандажей роторов с регулируемой скоростью вращения с целью снижения потерь от вихревых токов применяется немагнитная проволока.

Электрические соединения и отводы к контактным кольцам также должны быть закреплены с учетом действия центробежных сил и вибраций.

Нажимные диски пакетов роторов выполняются изолированными (рис. 6-22) или же частично из изоляционного материала (рис. 7-28).

В. Роторы машин постоянного тока. *1. Общие положения.* Электродвигатели постоянного тока в настоящее время часто питаются через статические преобразователи — выпрямители, полупроводниковые тиратроны, трансдукторы (управляемые дроссели). Так как для питаемых через выпрямители электродвигателей постоянного тока, с целью обеспечения более высокого к. п. д. выпрямительных установок, выгодно применять повышенные рабочие напряжения, за последние годы для средних и крупных машин стали обычными напряжения на зажимах от 500 до 1200 *в*, что должно учитываться при выборе пазовой и проводниковой изоляции.

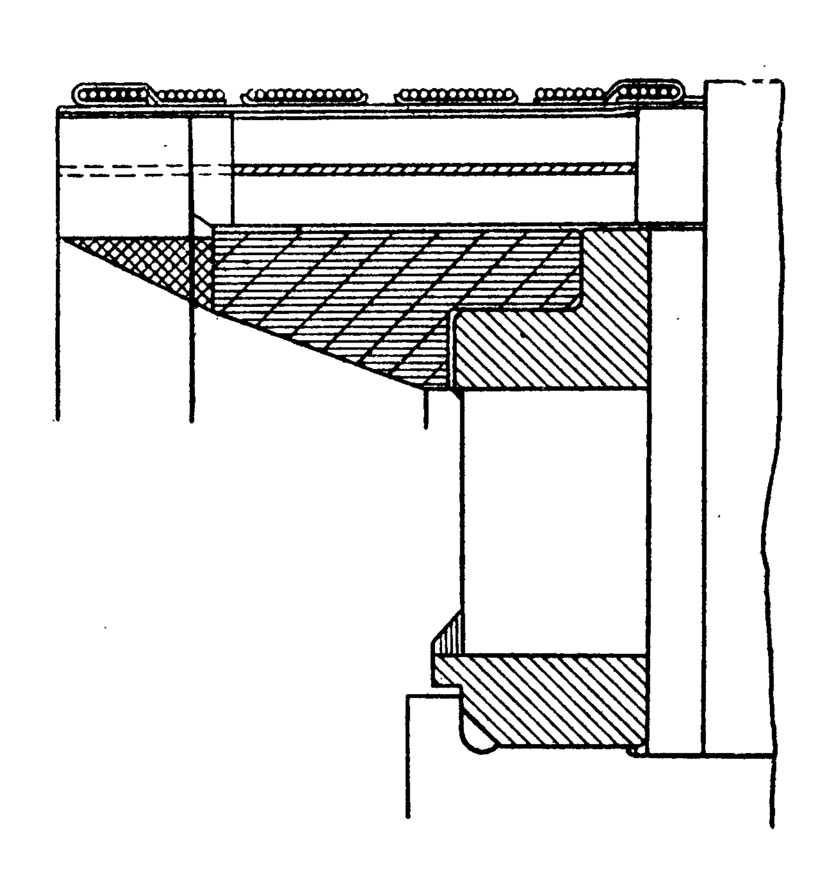


Рис. 7-28. Нажимной диск ротора с несущим кольцом из изоляционного материала

Для того чтобы обеспечить и при перегрузках максимальную надежность изоляции обмоток, обмотки машин часто выполняются по классу В, а используются по классу А. В последнее время в особые исполнения, в частности в тяговые электрические машины, а также в машины для приводов в тяжелой промышленности, внедряются изоляционные материалы классов F и H.

Обмотки роторов выполняются в виде волновых или петлевых обмоток, одноходовых или многоходовых, причем многоходовые волновые обмотки применяются исключительно редко, с одним или несколькими витками на катушку. Тип обмотки выбирается исходя из электрических параметров машин, в частности, следует учитывать, что для предотвращения появления кругового огня максимальное напряжение между соседними коллекторными пластинами (максимальное межламельное напряжение) под нагрузкой машины должно быть ограничено. Среднее межламельное напряжение

$$e_m = \frac{E}{k} 2p, \tag{7-8}$$

где e_m — среднее межламельное напряжение; E — э. д. с. машины; k — число коллекторных пластин; p — число пар полюсов, не должно

превышать 30—40 *в*. Для некомпенсированных машин эта величина должна быть не больше 20—22 *в*, а с учетом искажения поля при нагрузке некомпенсированных машин — не более 16—18 *в*.

Число последовательно соединенных проводников якорной обмотки

$$\frac{z}{2a} = \frac{60E}{n} \cdot \frac{1}{2p\Phi}, \qquad (7\text{-}9)$$

где z — число проводников; a — число пар параллельных ветвей обмотки якоря; n — скорость вращения, *об/мин*; p — число пар полюсов; Φ — магнитный поток на полюс, *в·сек*; E — э. д. с. обмотки якоря, *в*.

Для малых машин применяют почти исключительно волновую обмотку, так как при петлевой обмотке приходится последовательно соединять столько витков, что безыскровая коммутация становится практически невозможной, и, кроме того, вследствие наличия большого количества изоляционного материала использование паза было бы слишком неблагоприятным. То же самое справедливо и для средних тихоходных машин; однако во всех случаях, когда это только возможно, предпочтение отдается очень хорошо зарекомендовавшей себя одноходовой петлевой обмотке.

В крупных машинах ввиду слишком большого напряжения между соседними коллекторными пластинами приходится переходить от одноходовой к двухходовой петлевой обмотке. Эта обмотка при условии безукоризненного исполнения наилучшим образом зарекомендовала себя на практике, если, кроме уравнительных соединений первого рода, предусматриваются также дополнительные соединения через ротор (рис. 7-29, *г*).

На практике наряду с простыми петлевыми и волновыми обмотками, которые обычно выполняются в виде хордовых обмоток, применяются также и многие другие типы обмоток, например ступенчатые петлевые или волновые обмотки, обмотки Латура, лягушечьи обмотки, турбообмотки (рис. 7-29).

Посредством хордовых обмоток — обмоток с укороченным или удлиненным шагом — и особенно путем «ступенчатого» выполнения обмотки стремятся обеспечить малую индуктивность коммутирующих витков и тем самым улучшить коммутацию. В том же смысле следует оценивать и обмотку Латура, которая особенно часто встречается в тяговых электродвигателях. Несмотря на то, что изготовление и монтаж этих обмоток относительно дорог, их применение в тяговых электродвигателях, коллекторных машинах переменного тока, средних и крупных машинах постоянного тока оправдывается. Так как у волновых обмоток соединенные последовательно катушки равномерно распределены под всеми полюсами, у многополюсных машин с различными потоками полюсов э. д. с., индуктированные в параллельных ветвях якоря, будут одинаковыми в противоположность петлевой обмотке, у которой витки одной ветви якоря охватывают только поток одного полюса, и поэтому при неодинаковых потоках полюсов напряжения, индуктированные в отдельных ветвях, будут сильно отличаться

друг от друга. Поэтому витки теоретически одинакового потенциала различных параллельных ветвей якоря должны у петлевой обмотки связываться между собой посредством уравнительных соединений.

Вопрос о том, сколько уравнительных соединений следует предусматривать на паз, определяется в значительной мере субъективными соображениями разработчика или конструктивными особенностями. Однако даже лишь установкой одного уравнительного соединения

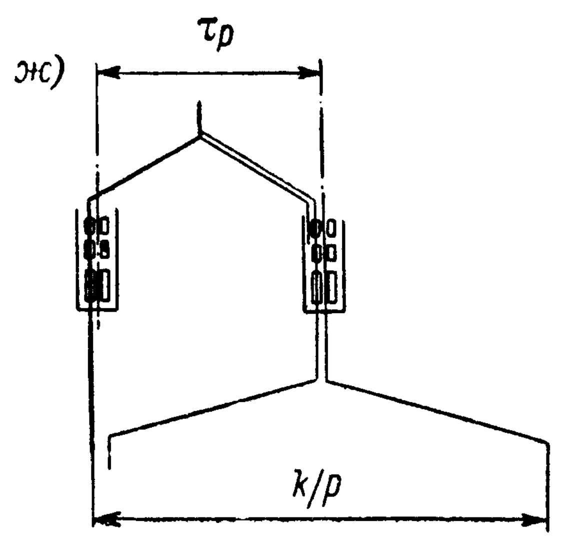


Рис. 7-29. Принципиальные схемы различных роторных обмоток постоянного тока: *а* — одноходовая волновая обмотка; *б* — одноходовая петлевая обмотка; *в* — одноходовая ступенчатая петлевая обмотка; *г* — двухходовая петлевая обмотка с дополнительными уравнительными соединениями через ротор; *д* — обмотка Латура; *е* — лягушечья обмотка; *ж* — турбообмотка

τ_p — полюсное деление; k — число коллекторных пластин; p — число пар полюсов

на каждую коллекторную пластину можно наиболее полно компенсировать возможные асимметрии машины (погрешности шага полюсов, коллекторных пластин или щеток, различные воздушные зазоры главных полюсов, а следовательно, и различные потоки главных полюсов, неодинаковые потоки добавочных полюсов).

Для того чтобы избежать уравнительных соединений, во многих случаях применяется так называемая лягушечья обмотка. Это комбинированная петлевая и волновая обмотка, причем волновая обмотка одновременно выполняет функции уравнительных соединений, бла-

годаря чему могут отсутствовать уравнительные соединения петлевой обмотки.

Турбообмотка (рис. 7-29, *ж*) является в основном лягушечьей обмоткой, но имеет то преимущество, что в нижнем стержне проводники волновой и петлевой обмотки могут быть объединены в один общий проводник, благодаря чему уменьшается объем изоляции в пазу, но зато приходится мириться с бо́льшим вылетом обмотки. У машин постоянного тока с высокими частотами вращения, т. е. у машин с частотой, приблизительно равной 50 *гц*, главным образом у генераторов, для снижения добавочных потерь стержни якоря перекрещиваются в середине паза. (Разница заключается только в том, что у машин постоянного тока элементарные проводники объединены в один массивный проводник.) При малых частотах вращения (круговых частотах) проводники шаблонных обмоток из профилированной проволоки часто по той же причине подразделяются по высоте.

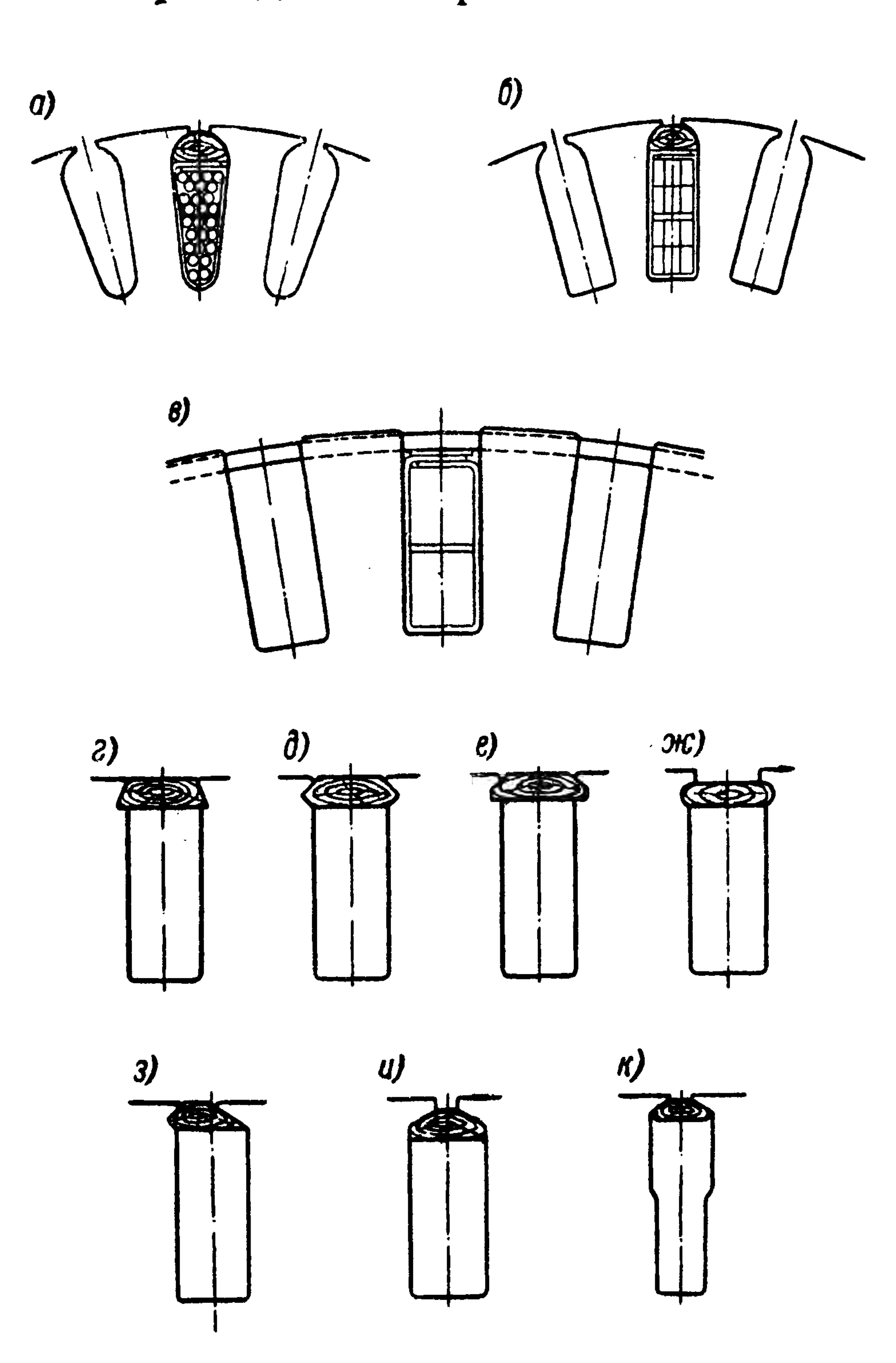


Рис. 7-30. Различные формы пазов роторов машин постоянного тока и коллекторных машин переменного тока

Если элементы обмотки паяются на стороне, противоположной коллектору, то в отношении добавочных потерь подразделенный проводник равноценен массивному проводнику, и снижение добавочных потерь может быть достигнуто только путем уменьшения высоты проводников или их перекрещивания в середине паза.

Характер изоляции обмоток роторов постоянного тока зависит наряду с прочим также и от формы пазов. На рис. 7-30 показаны различные формы пазов роторов машин постоянного тока и коллекторных машин переменного тока. В то время как при полуоткрытых пазах проводники должны всыпаться, при открытых пазах проводники, относящиеся к одной стороне катушки, могут быть изолированы вместе перед укладкой.

Для малых машин применяются почти исключительно полуоткрытые пазы, для того чтобы обеспечить малые пульсационные потери в полюсных башмаках, поскольку эти потери зависят от отношения величины открытия паза к воздушному зазору.

Средние и крупные машины постоянного тока выполняются с относительно большими воздушными зазорами и в большинстве случаев с открытыми пазами. Формы пазов по рис. 7-30, *з*, *и*, *к* применяются еще часто для коллекторных машин переменного тока, которые имеют меньшие воздушные зазоры, чем машины постоянного тока. Вследствие меньших воздушных зазоров уменьшается необходимое число витков обмотки возбуждения, а вместе с тем и имеющая решающее значение для расчета тяговых электродвигателей трансформаторная э. д. с.

Наиболее полное использование паза достигается при применении проводников прямоугольного сечения. Однако, так как круглые стержни более просты для изготовления секций, обмотки машины мощностью до 30 *квт* выполняются почти исключительно из круглой проволоки. Зубцы ротора целесообразно выполнять с параллельными боковыми стенками (см. рис. 7-30), для того чтобы, с одной стороны, индукция в ножке зубца не была слишком велика, а с другой стороны, чтобы сама ножка зубца не была слишком слабой. По механическим причинам не следует выбирать обмоточную проволоку диаметром менее 0,3 *мм* (у малых машин иногда применяют проволоку диаметром до 0,1 *мм*), а по соображениям намоточной техники проводники с диаметром 2,5 *мм* и более целесообразно подразделять на более тонкие параллельные проволоки. Коэффициент заполнения паза

$$f = \frac{\text{число проволок} \cdot \text{поперечное сечение изолированной проволоки}}{\text{поперечное сечение обмоточной части паза}}$$

составляет для обмотки из круглой проволоки от 50 до 80%. Под эффективным поперечным сечением обмоточной части паза понимают пространство паза, занятое только обмоткой, т. е. полное сечение паза за вычетом клина, пазовой изоляции, прокладок и т. д.

Для обмоток из проволок профилированного сечения применяются пазы с параллельными стенками (см. рис. 7-30). Размеры медной проволоки колеблются в пределах от 0,8 *мм* по толщине до 20 *мм* по высоте.

Подразделение проводников по высоте на два параллельных проводника с вдвое меньшей высотой производится с учетом добавочных потерь, которые не должны превышать 15—20% омических потерь якорной обмотки. У средних и крупных машин с очень глубокими пазами для снижения зубцовой индукции, а вместе с тем и потерь в стали пазы выполняются ступенчатыми по рис. 7-30, *к*.

В открытых пазах медь крепится посредством клиньев или часто бандажей (рис. 7-30, *в*), а в полуоткрытых пазах — посредством клиньев, в то время как лобовые части обмотки закрепляются против действия центробежных сил проволочными или стекловолокнистыми бандажами.

2. *Конструктивное выполнение обмоток.* В настоящее время практически для всех машин постоянного тока, в том числе и для самых малых машин, применяется только двухслойная обмотка, т. е. в каждом пазу имеются две стороны разных обмоточных элементов. Один обмоточный элемент составляется из одной или нескольких катушек,

которые в свою очередь могут состоять из одного или нескольких витков. Каждая катушка начинается на одной коллекторной пластине и оканчивается на пластине, удаленной от первой на один коллекторный шаг.

С точки зрения изготовления обмоток роторов различают машинные, шаблонные и стержневые обмотки, а с точки зрения расположения лобовых или поперечных соединений — барабанные и лобовые обмотки.

У барабанных обмоток, называемых также цилиндрическими, находящиеся вне пазов части обмотки, так же как и уложенные в пазы части обмотки, располагаются по образующей цилиндра (см., например, рис. 7-35.) в противоположность лобовой обмотке, у которой поперечные соединения прокладываются параллельно торцевой части тела ротора. Хотя лобовая обмотка ввиду малого вылета в аксиальном направлении занимает гораздо меньше места, чем барабанная обмотка, она применяется в настоящее время только для малых машин, которые обматываются вручную или с помощью специальных станков. В особых случаях уравнительные соединения петлевых обмоток выполняются также в виде лобовых обмоток. Барабанная обмотка может лучше закрепляться, чем лобовая обмотка, и у нее имеются также значительно лучшие условия охлаждения. Стержневые и шаблонные обмотки выполняются всегда в виде барабанных обмоток.

Машинная обмотка. Малые машины с диаметром ротора до 60 *мм* обматываются на станках, причем при намотке витков, которые у этих машин очень многочисленны, ротор вращается вокруг оси, перпендикулярной к валу ротора. В большинстве случаев здесь применяется круглая эмалированная проволока, которая часто из соображений повышения механической прочности изоляции дополнительно оплетается шелком. В ходе намотки уложенная проволока время от времени запрессовывается в паз для получения лучшего коэффициента заполнения паза, так как без подпрессовки достигается коэффициент заполнения паза, равный только 30—40%.

Шаблонная обмотка. Шаблонными обмотками называют все катушки с одним или несколькими витками, которые на стороне, противоположной коллектору, не паяются, а отгибаются или закатываются.

Катушки с одним витком. У средних и особенно у крупных машин катушки выполняются в основном с одним витком и с прямоугольным поперечным сечением проводника.

Катушка перед укладкой в паз может окончательно выгибаться на специальном приспособлении. Если несколько сторон катушек располагается рядом друг с другом в одном пазу, то они вместе формуются, и если они имеют одинаковый шаг по пазам, то при открытых пазах стороны катушек совместно изолируются корпусной изоляцией и опрессовываются.

У ступенчатых обмоток перед укладкой в открытые пазы могут совместно изолироваться только те стороны катушек, которые располагаются в нижнем слое одного паза.

У лягушечьих обмоток лобовые части петлевой и волновой обмотки отделяются друг от друга прокладкой, закатываются друг в друга, после чего отдельные катушки окончательно выгибаются в соответствующих формах. Относящиеся друг к другу стороны катушек обмотки при напряжениях больше 100 *в* должны совместно изолироваться относительно паза и остальных слоев обмотки. У машин с низкими напряжениями (приблизительно до 600 *в*) расположенные в пазу друг над другом стороны каждого обмоточного элемента петлевой и волновой обмотки просто отделяются друг от друга посредством соответствующей изоляции и совместно изолируются относительно паза и верхнего или соответственно нижнего слоя, что обеспечивает очень простую укладку.

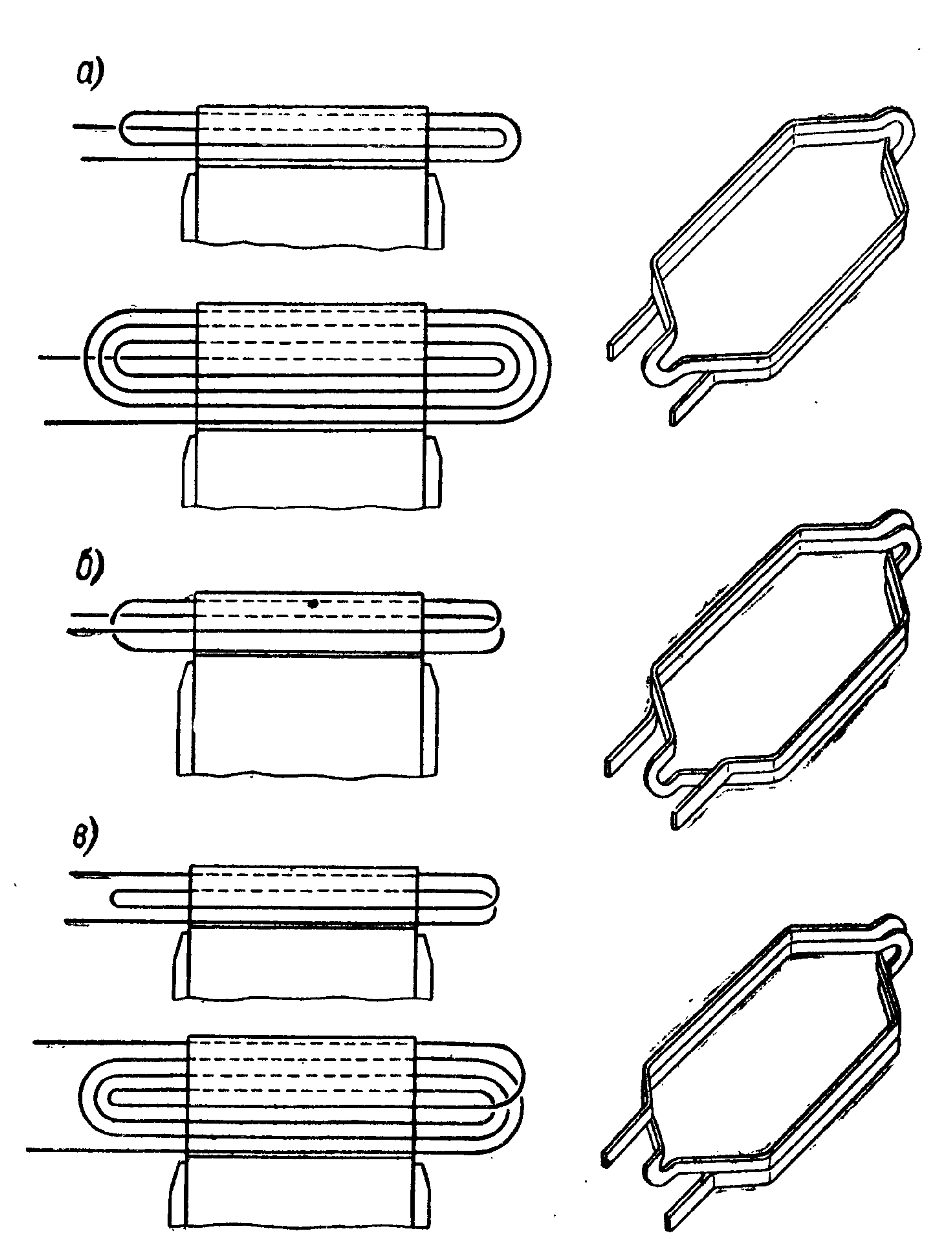


Рис. 7-31. Различные положения концов катушек при двух и соответственно четырех витках в катушке

Проводники, которые с целью снижения добавочных потерь подразделяются по высоте и включаются параллельно, также формуются совместно и их лобовые части закатываются друг в друга.

Катушки с несколькими витками. У катушек с несколькими витками и закатанными лобовыми частями возможны с точки зрения расположения концов катушек три различных исполнения, как это показано на рис. 7-31. При этом видно, что при расположении по рис. 7-31, *а* задние лобовые части обмотки закатываются друг в друга и тем самым витки оказываются заложенными один в другой, а при расположении по рис. 7-31, *б* и *в* лобовые части обмотки выполняются в виде двойных лобовых частей и витки располагаются друг над другом. Исполнение лобовой части обмотки по рис. 7-31, *а* требует несколько больше места в аксиальном направлении, но занимает меньше места по дуге окружности. В катушках с двойной лобовой частью, где лобовые части перекрещиваются, возникает опасность повреждения изоляции в местах перекрещивания. Поэтому в этих местах предусматривается усиленная изоляция. К тому же ширина основания зубца должна быть рассчитана таким образом, чтобы для двойной лобовой части имелось достаточно свободного места по окружности. Следовательно, с этой точки зрения преимущество имеет исполнение по рис. 7-31, *а*.

При выполнении электрических соединений наиболее простой является конструкция по рис. 7-31, *в*, у которой концы катушек лежат

в крайних наружных слоях, в то время как у обмоток по рис. 7-31, *а* необходимо выводить между передними лобовыми частями один внутренний, а у обмотки по рис. 7-31, *б* даже два внутренних проводника, что затрудняет укладку обмотки. Конструкция по рис. 7-31, *б* особенно сложна в монтаже в случае применения волновых обмоток, и

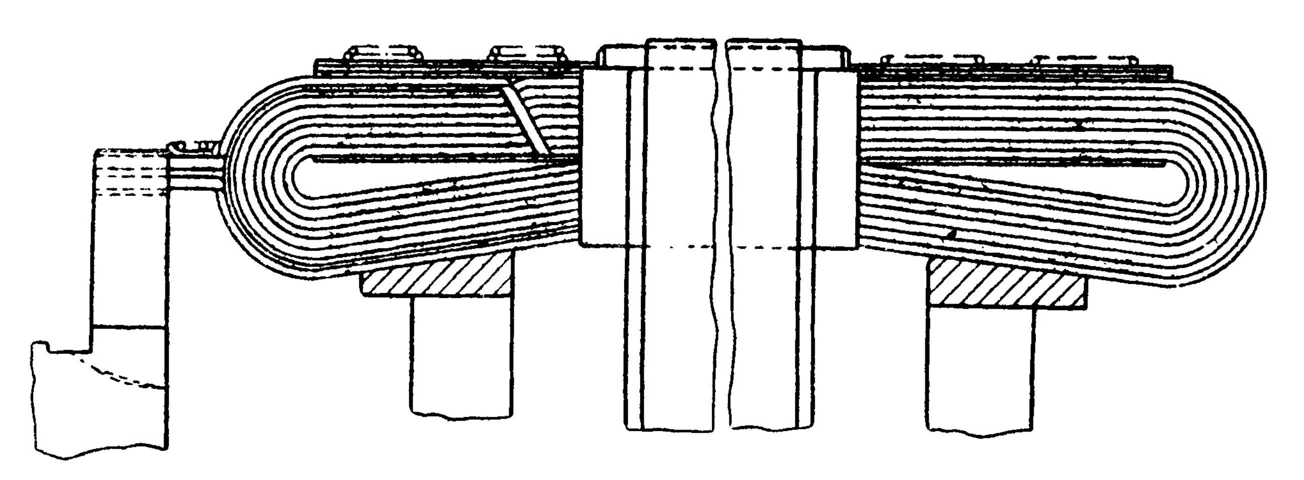


Рис. 7-32. Катушка с несколькими витками (по рис. 7-31, *а*). Выведение внутреннего конца катушки через пространство между соседними катушками

поэтому она почти не применяется. Во многих случаях, особенно при глубоких пазах ротора, не хватает места для выполнения лобовой части и поэтому обмотка исполняется в соответствии с рис. 7-31, *а*. Обычно внутренний конец катушки проводят через пространство между соседними катушками к наружному периметру (рис. 7-32), и при этом их можно соединять так же, как катушки, у которых наружные проводники (рис. 7-31, *в*) проходят к коллектору.

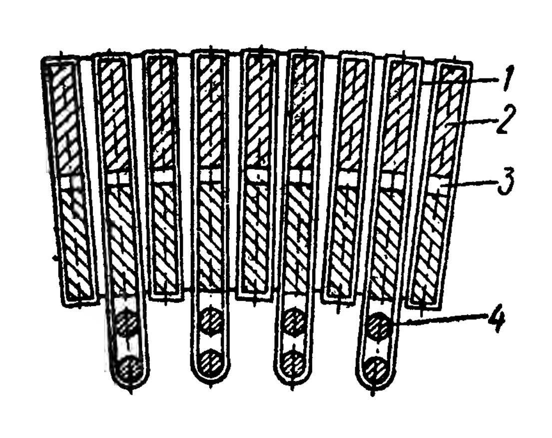


Рис. 7-33. Паяные соединения петлевой стержневой обмотки с уравнительным соединением на стороне, противоположной коллектору

1 — дистанционная распорка; *2* — стержень обмотки; *3* — заполнитель; *4* — уравнительное соединение

Стержневые обмотки. Как правило, стремятся настолько подготовить обмоточные элементы к укладке, чтобы затем только спаять проводники на стороне коллектора с его пластинами или петушками.

В петлевых обмотках, у которых уравнительные соединения первого рода располагаются на стороне, противоположной коллектору, или в двухходовых петлевых обмотках, у которых дополнительные уравнительные соединения связывают одну петлю на стороне коллектора с другой петлей на противоположной коллектору стороне, обмоточные элементы должны подразделяться на полуэлементы. Последние на стороне, противоположной коллектору, соединяются гильзой и спаиваются (рис. 7-33). У машин постоянного тока с высокими напряжениями якоря (600—1200 *в*) расположенные рядом друг с другом в одном пазу проводники должны совместно изолироваться относительно паза, т. е. их следует опрессовывать. В соответствии с этим ступенчатые обмотки для машин, начиная с напряжений на зажимах порядка 600 *в*, выполняются в виде стержневых обмоток.

Монтаж стержневых обмоток более прост, чем монтаж шаблонных обмоток, однако пайка очень трудоемка и изолировка мест пайки друг

от друга требует особого внимания. Условия охлаждения у стержневой обмотки благодаря паяным соединениям более благоприятны; во многих случаях, например, каждую вторую соединительную гильзу выполняют выступающей в аксиальном направлении для улучшения вентиляционного эффекта.

Пайка малых роторов производится методом погружения, больших роторов — паяльниками, а в особых случаях, например у тяговых двигателей, стержни на стороне, противоположной коллектору, паяются твердым припоем.

Уравнительные соединения. Эквипотенциальные соединения (уравнительные соединения первого рода), которые всегда должны применяться при петлевых обмотках, за исключением разве тех случаев, когда комбинируется петлевая и волновая обмотка (лягушечья обмотка), соединяют точки одинакового потенциала на одной стороне ротора. Они разгружают щетки от уравнительных токов, которые вызываются асимметриями в машине (например, неодинаковыми потоками полюсов). Так как величина уравнительных токов определяется не омическим сопротивлением соединений, а величиной неточности расположения полюсов в выполненной машине, то не так просто установить необходимое поперечное сечение уравнительных соединений. По конструктивным соображениям поперечное сечение уравнительных соединений не может выбираться произвольно большим. С учетом необходимости снижения нагрева и обеспечения безукоризненной коммутации положительно зарекомендовала себя следующая расчетная формула:

$$A_q = (0{,}1 \div 0{,}15)\,\frac{uA_1}{u_q}\,, \qquad (7\text{-}10)$$

где A_q — поперечное сечение уравнительного соединения; u — число коллекторных пластин на паз; A_1 — поперечное сечение проводника обмотки якоря; u_q — число уравнительных соединений на паз.

Если проводник якоря подразделяется на несколько элементарных проводников, то под A_1 следует понимать общее (суммарное) поперечное сечение параллельных элементарных проводников.

В общем практический опыт показывает, что целесообразнее выполнять много соединений, по возможности на всех коллекторных пластинах (в результате чего уравнивание потоков полюсов будет наиболее полным), с меньшим поперечным сечением, чем применять меньшее число соединений с бо́льшим поперечным сечением.

Уравнительные соединения выполняются в большинстве случаев по типу лобовых соединений обмоток роторов, причем они располагаются либо под лобовыми частями катушек роторной обмотки (рис. 7-34, *а*), либо на обмоткодержателе по рис. 7-34, *б* или 7-34, *в* и присоединяются к коллектору.

Уравнительные соединения, применяемые дополнительно у двухходовых петлевых обмоток (уравнительные соединения третьего рода, называемые также соединениями Пунга), проводятся через ротор (рис. 7-35) и соединяют точки одной петлевой обмотки на стороне, противоположной коллектору, с промежуточно расположенными коллекторными пластинами другой петлевой обмотки (см. также рис. 7-29, *г*).

3. Изоляция обмоток. Изоляция проводников. Толщина изоляции обмоток должна быть не больше, чем это необходимо с учетом электрической и механической прочности; с другой стороны, для роторных обмоток постоянного тока следует учитывать дополнительное влияние центробежной силы по сравнению со статорными обмотками переменного тока.

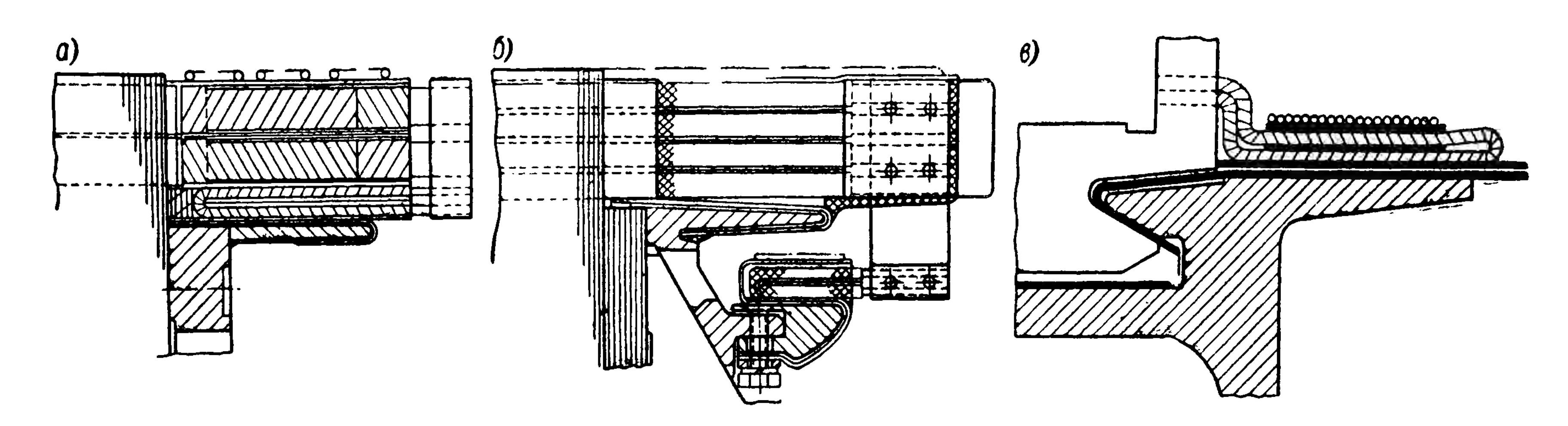


Рис. 7-34. Расположение уравнительных соединений: *а* — под лобовой частью обмотки; *б* — на собственном обмоткодержателе; *в* — с непосредственным присоединением к коллектору

Для всыпных обмоток из круглой проволоки, применяемых исключительно на малых машинах для напряжений до 600 *в*, используется только изолированная лаком (эмалью) проволока; для изоляции класса Е — лакированная проволока на поливинилацетатной основе, для изоляции класса В — лакированная проволока на основе эфира терефталевой кислоты. В последнее время начали применяться также лакированные проволоки для изоляции классов F и H.

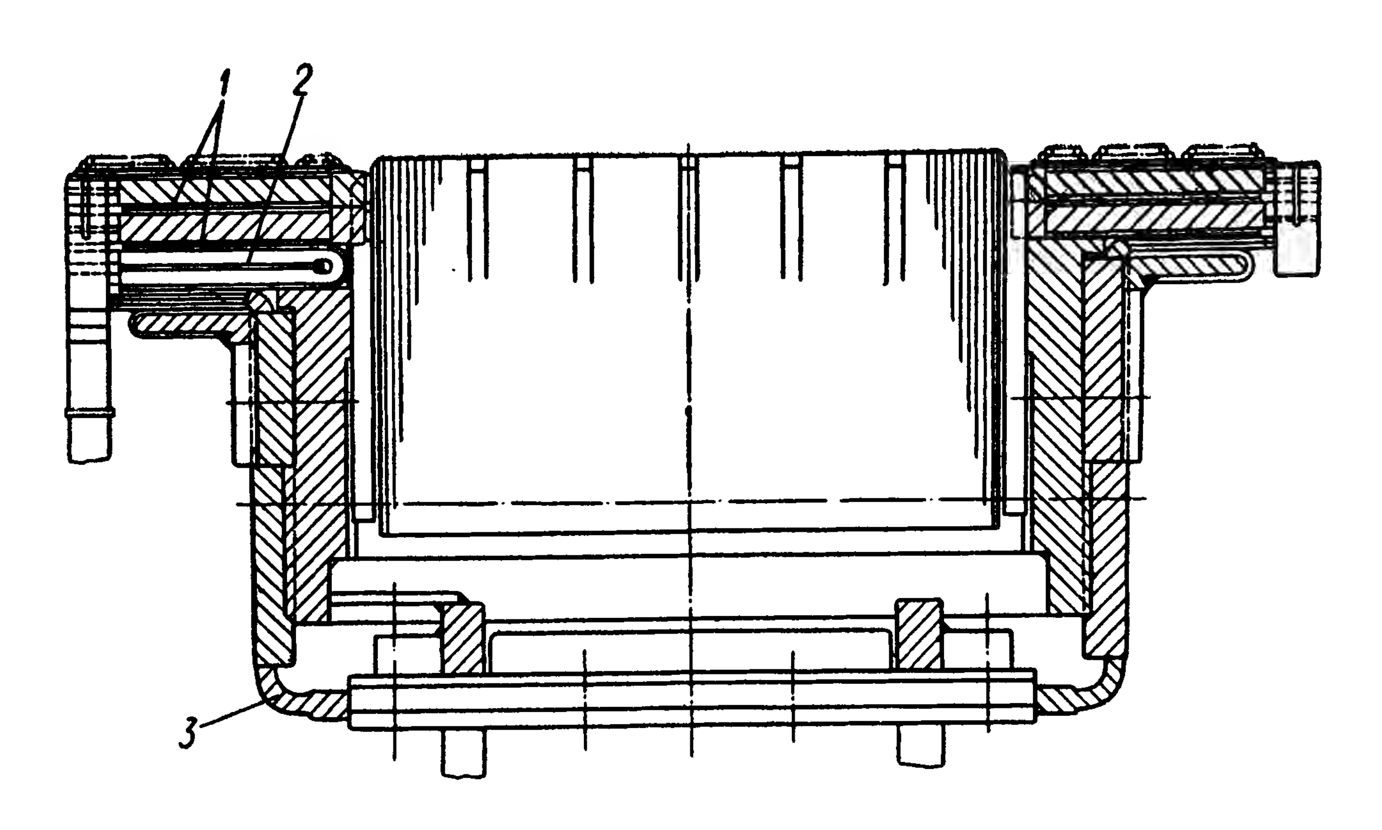


Рис. 7-35. Расположение уравнительных соединений двухходовой петлевой обмотки

1 — обмотка ротора; *2* — уравнительные соединения первого рода; *3* — уравнительные соединения, пропущенные через ротор

Для напряжений начиная с 600 *в* и выше проволоки дополнительно оплетаются один или два раза стекловолокном (толщина слоя около 0,04 *мм*).

Для малых машин с полуоткрытыми пазами используется также лакированная профильная проволока, а для средних и крупных машин с открытыми пазами применяется голая медь, которая после формовки изолируется путем наложения слюдостеклотканевой ленты толщиной 0,07 *мм* вполнахлеста, что соответствует изоляции классов B и F. В то время как для изолированной лаком проволоки внутренний радиус закатки в лобовой части обмотки должен быть равен по крайней мере одной высоте проводника, для того чтобы лак не трескался, для голой меди возможны значительно меньшие радиусы закатки, и к тому же с них можно перед изолировкой удалять образующиеся по бокам утолщения материала. Для предотвращения образования таких утолщений часто бывает необходимо перед гибкой предусматривать выемки по рис. 7-36.

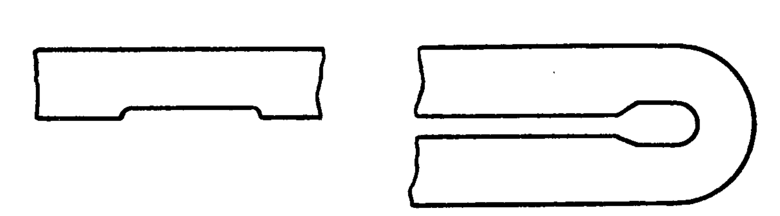


Рис. 7-36. Обкатка голого медного проводника с очень малым радиусом изгиба с выемкой материала, предварительно выполняемой на прямом проводнике

Для малых машин очень часто проводники подразделяются на параллельные элементарные проводники из соображений более удобной укладки, и при применении голой меди смежные элементарные проводники изолируются совместно как один цельный проводник. У крупных машин подразделение на параллельные проводники производится с целью снижения добавочных потерь и элементарные проводники изолируются путем наложения слюдостеклотканевой ленты вполнахлеста.

Между слоями для защиты от сжатия в пазу под действием центробежных сил закладывается асбестостеклотканевая или стеклотекстолитовая прокладка толщиной от 0,2 до 0,3 *мм* по всей длине гильзы или опрессовки и длине лобовых соединений.

Лобовые соединения снабжаются в большинстве случаев усиленной изоляцией, в особенности в местах изгибов, которая выполняется стеклотканевой лентой вполнахлеста.

Изоляция проводников друг от друга. Если обмоточный элемент состоит из нескольких витков, то они располагаются в обмотках из профильной проволоки друг над другом. Так как межвитковое напряжение меньше напряжения между соседними коллекторными пластинами, максимальная величина которого не превышает 35—40 *в*, обычно не требуется дополнительной изоляции между отдельными слоями, однако из соображений механической прочности и с учетом техники выполнения обмоток часто предусматривается прокладка толщиной от 0,2 до 0,3 *мм* (рис. 7-37) из асбестостеклянной ткани или стеклотекстолита. Между соседними проводниками разных катушек также максимально действует только межламельное напряжение, что тоже не требует дополнительной изоляции в пазу, так как достаточна изоляция самих проводников.

Изоляция отдельных сторон катушек. Толщина изоляции между обмоткой и сердечником ротора или статора зависит от номинального напряжения машины. Однако важное значение имеют также механические факторы, например неровность поверх-

ности паза, которые могут повреждать изоляцию. Опиловка зубцов является не только дорогостоящей операцией, но и вызывает замыкания между листами, в результате чего повышаются потери в активной стали. Наиболее опасные места представляют кромки на выходах из

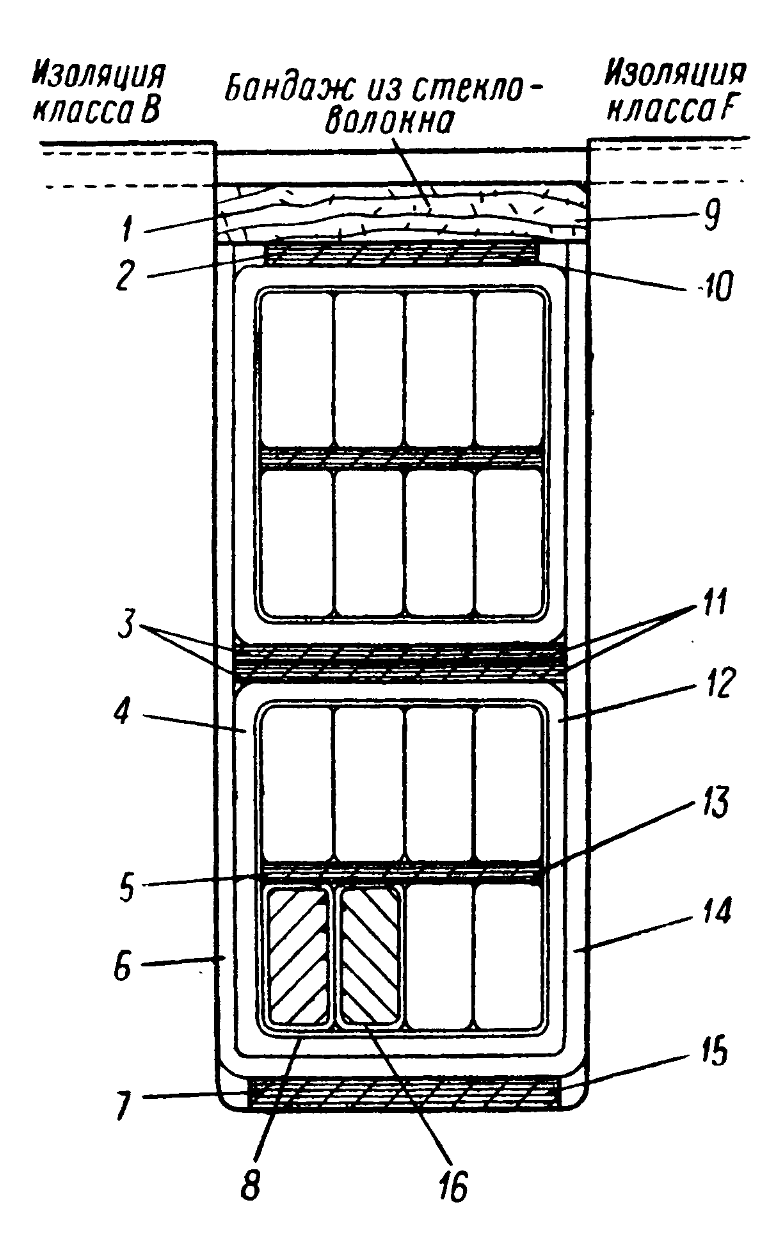


Рис. 7-37. Поперечное сечение открытого паза электродвигателя постоянного тока с изоляцией класса B и F. (Четыре катушки по два параллельных проводника на паз.)

1 — гетинакс; *2* — стеклотекстолит на фенольной смоле; *3* — стеклотекстолит на фенольной смоле 2·0,25 *мм*; *4* — шеллак-микафолий; *5* — стеклотекстолит на фенольной смоле 0,25 *мм*; *6* — полиэфирная пленка 0,2 *мм*; *7* — прессшпан; *8* — стеклотканевая лента, наложенная широкими витками; *9* — армированная стекловолокном эпоксидная смола; *10*; *11* — стеклотекстолит на эпоксидной смоле; *12* — эпоксидный микафолий; *13* — стеклотекстолит на эпоксидной смоле 0,25 *мм*; *14* — полиэфирная пленка с асбестом 0,2 *мм*; *15* — асбостеклоткань 0,3 *мм*; *16* — слюдостеклотканевая лента вполнахлеста

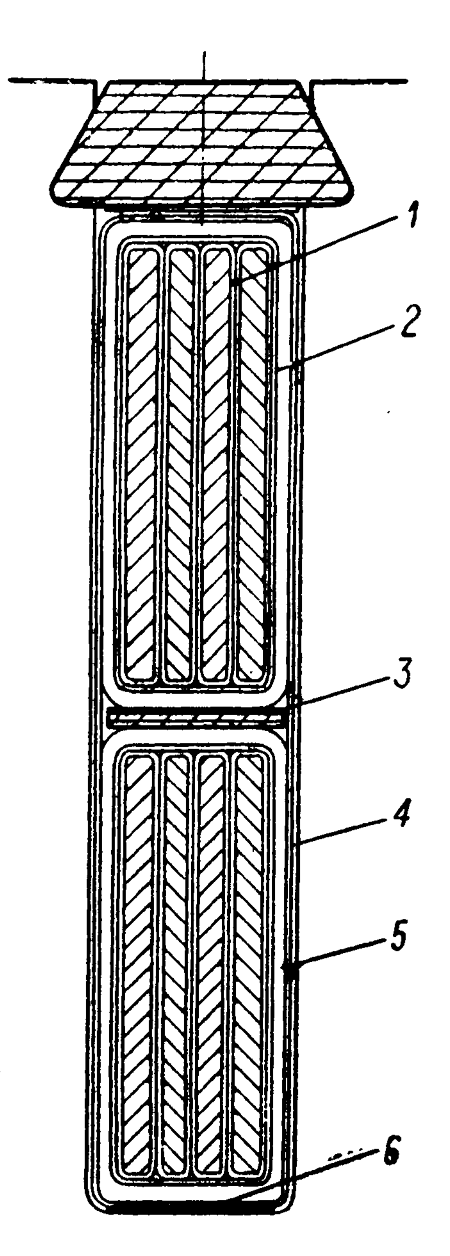


Рис. 7-38. Паз с простой обмоткой с четырьмя катушками на паз; изоляция класса B, рабочее напряжение 1100 *в*

1 — слюдостеклотканевая лента 0,07 *мм* вполнахлеста; *2* — стеклотканевая лента 0,85 *мм*, наложенная широкими витками на длине опрессовки и вполнахлеста на лобовых соединениях; *3* — стеклотекстолит на фенольной смоле 0,8 *мм*; *4* — полиэфирная пленка 0,15 *мм*; *5* — шеллак-микафолий 0,8 *мм*; *6* — прессшпан 0,3 *мм*

пазов, так как здесь может происходить надлом изоляционного материала обмотки.

Для открытых пазов (см. рис. 7-37 и 7-38) проводники, относящиеся к одной стороне катушки, обматываются слегка пропитанной стеклотканевой лентой толщиной 0,05 *мм* на длине опрессовки широкими витками, а на лобовых соединениях — вполнахлеста, а затем обматываются шеллакмикафолием для изоляции класса B и соответст-

венно эпоксидным микафолием для изоляции класса F, после чего они запрессовываются в специальных формах при 100—120° С и отверждаются приблизительно при 160° С.

Толщина опрессовки выбирается в зависимости от напряжения машины (рис. 7-39), причем опрессовка обычно выступает на 15—25 *мм* за кромки активной стали ротора.

Между верхними и нижними слоями предусматривается изоляционная прокладка толщиной от 0,5 до 1 *мм*, например, из асбостекло-

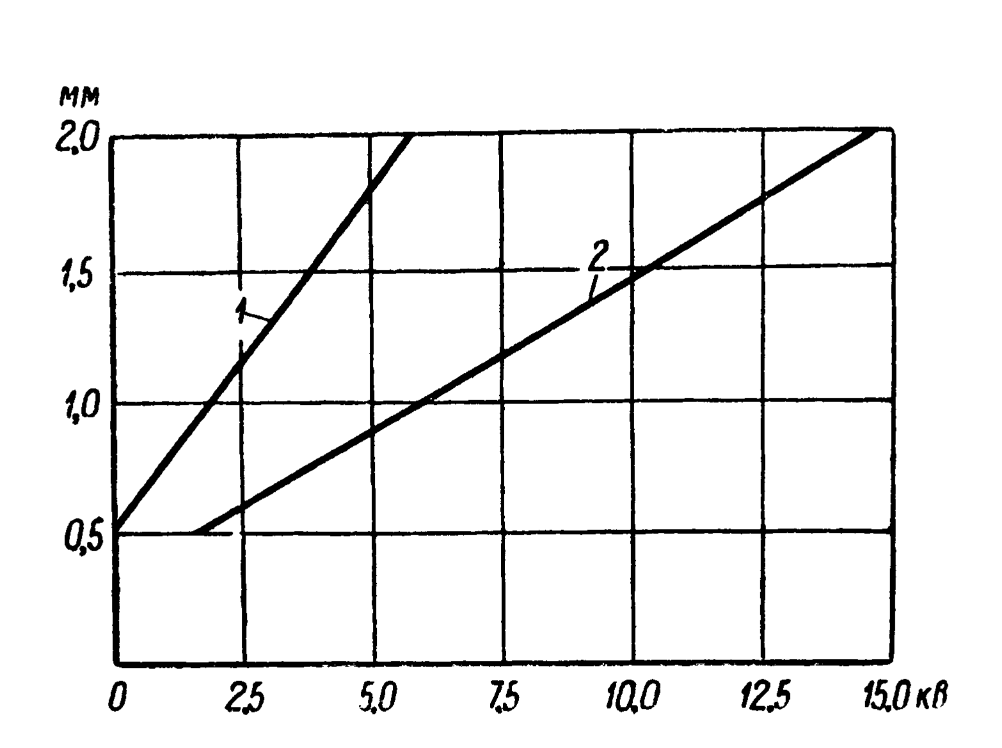


Рис. 7-39. Толщина пазовой изоляции в зависимости от напряжения на зажимах

1 — рабочее напряжение; *2* — испытательное напряжение

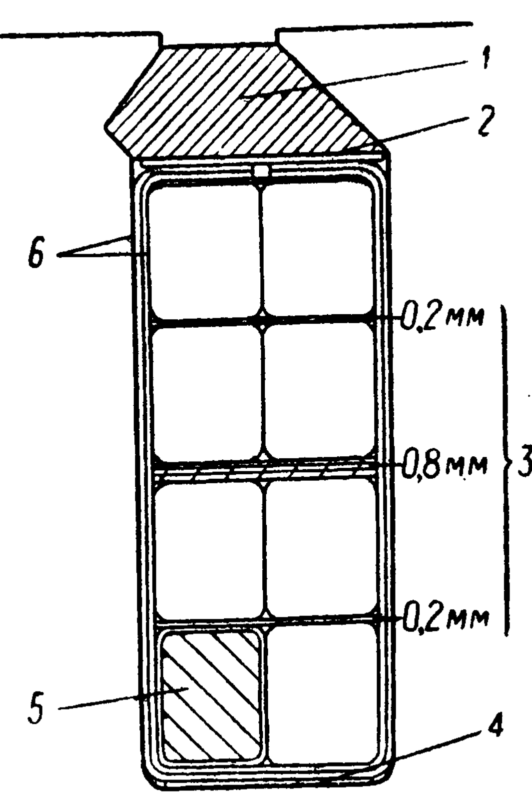


Рис. 7-40. Полуоткрытый паз тягового электродвигателя на 500 *в*; ступенчатая петлевая обмотка с четырьмя коллекторными пластинами на паз; изоляция класса F

1 — армированная стекловолокном эпоксидная смола; *2* — эпоксидный стеклотекстолит 0,5 *мм*; *3* — стеклотекстолит на эпоксидной смоле; *4* — асбостеклоткань 0,25 *мм*; *5* — проводник со слюдостеклотканевой лентой 0,08 *мм* вполнахлеста; *6* — полиэфирная пленка с асбестом 2·0,25 *мм*

ткани. Для защиты опрессовки перед укладкой обмоточных элементов в паз в него закладывается изоляция из полиэфирной пленки толщиной от 0,1 до 0,2 *мм* в комбинации с асбестом или прессшпаном для изоляции класса В, а в последнее время также и бумага типа Nomex для изоляции класса F.

У основания паза обычно помещается дополнительная прокладка из прессшпана или текстолита толщиной приблизительно 0,3 *мм*, причем прессшпан может лучше компенсировать неровности основания паза.

На рис. 7-40 показано поперечное сечение полуоткрытого паза тягового электродвигателя с постоянным напряжением 500 *в* и изоляцией класса F, а на рис. 7-41 изображено поперечное сечение паза малой машины с всыпной обмоткой из круглой проволоки. Так как в этих случаях обладающая механической сопротивляемостью корпусная изоляция в виде опрессовки отсутствует, то по механическим и электрическим причинам пазовая изоляция должна выбираться соответственно более толстой. В аксиальном направлении ее выпускают на 15—25 *мм* за торец активной стали ротора для защиты проводников на кромках пазов.

Лобовые соединения. Лобовые соединения обмоток из лакированной проволоки, как правило, дополнительно не изолируются. Лобовые соединения обмоточных элементов с голой медью в качестве исходного материала изолируются при открытых пазах, как уже упоминалось, совместно, а при полуоткрытых пазах каждый проводник изолируется отдельно перед всыпкой в паз путем намотки вполнахлеста слегка пропитанной стеклотканевой ленты. Места переходов от опрессовки к лобовым соединениям обычно покрываются усиленной изоляцией по рис. 7-42.

Между верхним и нижним слоями лобовой части обмоток, где действует полное напряжение машины, по всей окружности закладываются полосы слю-

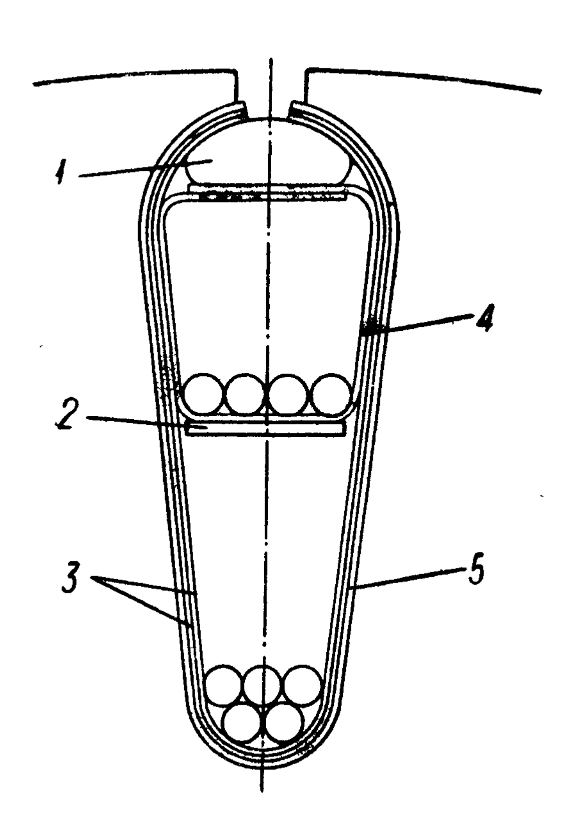


Рис. 7-41. Паз с всыпной обмоткой из круглой лакированной проволоки; напряжение 440 *в*, класс изоляции В

1 — гетинакс; *2* — асбостеклоткань 0,5 *мм*; *3* — полиэфирная пленка 2·0,2 *мм*; *4* — полиэфирная пленка 0,22 *мм*; *5* — прессшпан 0,15 *мм*

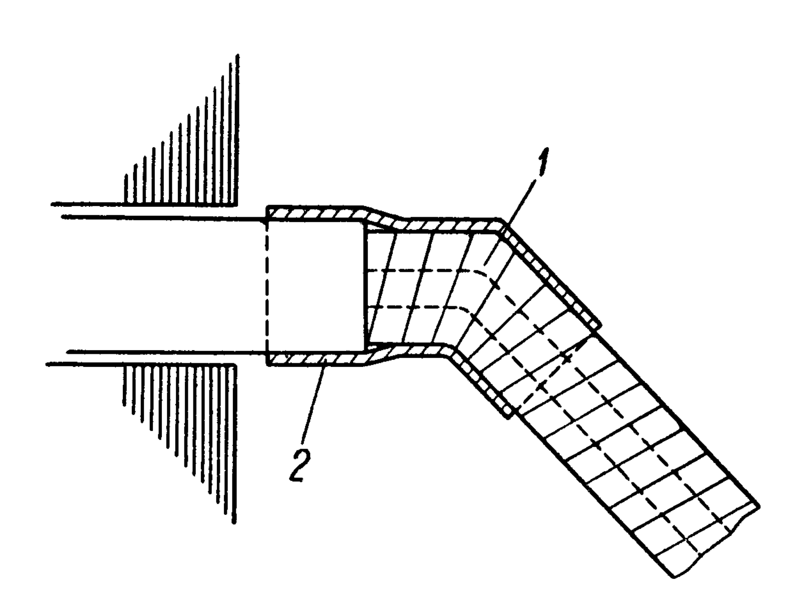


Рис. 7-42. Изоляция лобовых соединений в месте перехода от опрессовки

1 — изоляция обмоточных элементов, например слюдостеклотканевая лента вполнахлеста; *2* — усиленная изоляция, например стеклотканевая лента вполнахлеста

достеклотканевой ленты или асбостеклоткань толщиной от 0,5 до 1 *мм*. В случаях когда можно заведомо обеспечить безукоризненное соблюдение расстояний между слоями обмотки, профили лобовых частей не изолируются для улучшения охлаждения.

В то время как лобовые соединения нижнего слоя обычно плотно прилегают друг к другу, в верхнем слое необходимо запрессовывать между отдельными обмоточными элементами вставки из стеклотекстолита. Перед бандажировкой проволочными бандажами по всей окружности роторной обмотки накладывают слюдотканевые или слюдостеклотканевые полосы толщиной 0,5 *мм*, а в окружном направлении — с нахлестом приблизительно 2 *см* и скрепляют эти полосы обычно стеклотканевой лентой путем намотки вполнахлеста. Бандажи из стеклоткани могут накладываться непосредственно на лобовые соединения, что, естественно, дает экономию времени и уменьшает размеры. Бандажировка производится, как правило, после первой пропитки.

Лакировка роторных обмоток. Пропитка лаком служит для упрочнения обмотки, повышает прочность изоляции и защищает обмотку от проникновения в нее пыли, грязи и влаги.

Полностью обмотанный ротор, как правило, погружается при температуре около 40° С в обычный, содержащий растворитель лак и затем высушивается при 130° С. В результате улетучивания растворителя при сушке удаляется также и остаточная влага, которая имелась в обмотке. Во многих случаях пропитка, которая в зависимости от предъявляемых требований может повторяться еще раз, производится в вакууме, где лак может проникать во все поры изоляции.

Если применяются не содержащие растворителя смолы, то обмотанный ротор целесообразно перед пропиткой просушить при 130° С; при этом, в противоположность содержащим растворитель лакам, после пропитки не образуются «полые пространства», благодаря чему обеспечивается хорошая защита от проникновения влаги и улучшается теплопроводность обмотки, в особенности если пропитка производится в вакууме.

Места, где могут скапливаться грязь или отложения угольной пыли, как, например, лобовые части с пайками, а также места присоединений петушков, замазываются после первой пропитки специальной замазкой. В последнее время эти места, в которых могут возникать пути утечки тока, начали заливать смолами, чем достигается повышенная надежность.

7-4. Обмотки возбуждения и демпферные обмотки синхронных машин

А. Роторы с явновыраженными полюсами. Полюсы обычно обматываются в одном и том же направлении и электрически соединяются между собой таким образом, что образуются попеременно северные и южные полюсы. Необходимая н. с. может быть обеспечена меньшим числом витков с повышенным током и соответствующим напряжением или бо́льшим числом витков с меньшим током и соответственно более высоким напряжением. Границы определяются в первую очередь возбудителем. В качестве минимального напряжения возбуждения принято считать, ввиду влияния падения напряжения в переходном слое щеточного контакта, 50 *в* для электрографитированных щеток и 30 *в* для металлоугольных. Тем самым определяется нижний предел наименьшего числа витков. С другой стороны, более высокие напряжения между контактными кольцами, чем $U_E = 380$ *в* и максимально 500 *в*, с учетом высокого испытательного напряжения 10 U_E не применяются. Наименьшая толщина предпочтительно применяемых обмоток из полосовой меди ограничивается в зависимости от метода изготовления величинами от 0,8 до 1,2 *мм*.

Обмотки полюсов могут выполняться однослойными или многослойными. Допустимая по рекомендациям МЭК и по правилам VDE температура полюсных обмоток зависит не только от класса изоляции, но и от того, выполнена ли обмотка однослойной или многослойной

(см. табл. 1-2 — 1-4). Для однослойных полюсных катушек допускается на 5—10° С большее превышение температуры, чем для многослойных катушек. Поэтому ввиду более хорошей теплоотдачи в воздух, проходящий через промежутки между полюсами, предпочтение отдается однослойным катушкам, если толщина отдельных витков еще имеет такие величины, которые обеспечивают достаточный коэффициент заполнения, и катушки еще могут наматываться и паяться. Полюсные катушки могут наматываться с гнутыми углами (рис. 7-43,*а* и *б*) или же могут спаиваться твердым припоем либо свариваться из отдельных частей (рис. 7-44).

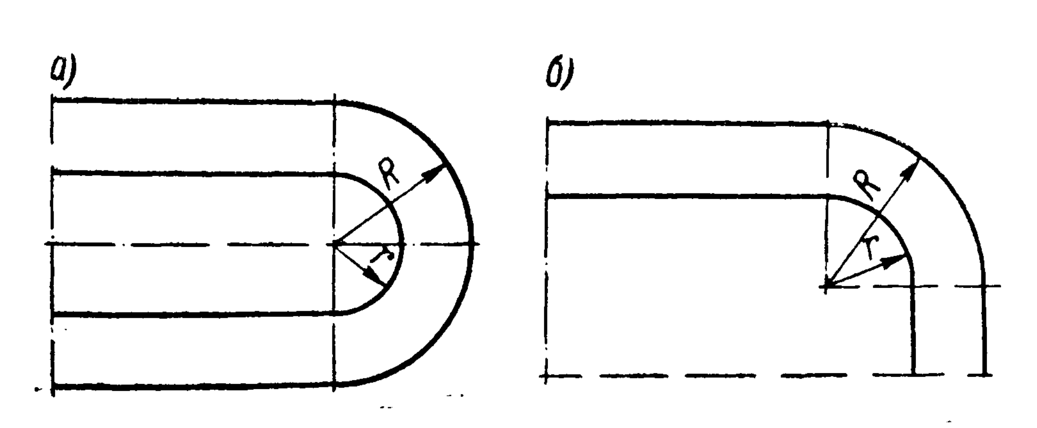


Рис. 7-43. Гнутые полюсные катушки

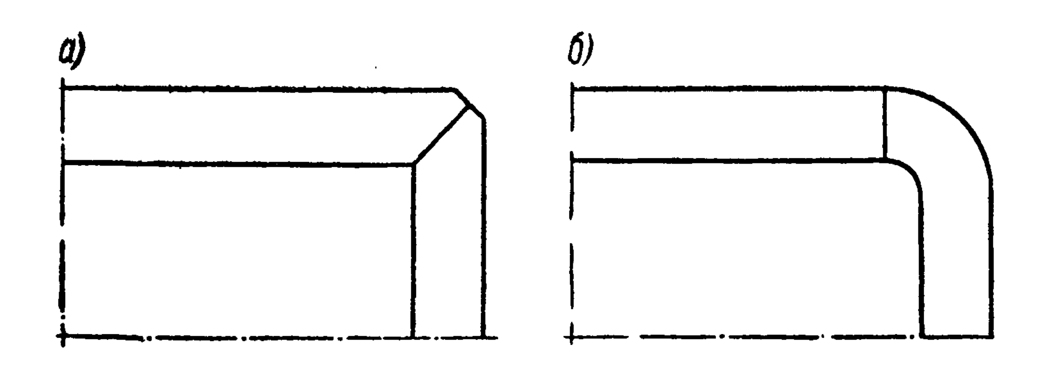


Рис. 7-44. Полюсная катушка, спаянная или сваренная из отдельных частей

Лобовая (торцевая) сторона катушки по рис. 7-44, *б* изготовляется обычно из пластин твердой меди и обеспечивает благодаря наружному скруглению благоприятный вход воздуха в промежутки между полюсами и достаточное место для подкрепления катушечных соединений. С целью повышения экономичности пайка производится механизированно и непрерывно на специальных машинах.

Гнутые катушки из полосовой меди сжимаются по внутреннему радиусу и растягиваются по наружному. Возникающие при сжатии наплывы металла после намотки обычно полностью или частично удаляются. Сжатие и растяжение будет тем больше, чем выше медный профиль или чем больше отношение радиусов R/r. Приемлемым с точки зрения экономичности для толщин материала, равных 2 *мм* и более, считается $R/r \approx 2$, для более тонкой меди целесообразно выбирать r на 10—20 *мм* больше ширины материала.

Паяные или сварные катушки могут выполняться из твердой меди с толщинами вплоть до минимальной порядка 0,8 *мм*. У катушек с прямыми углами при относительно узких полюсах (четырехполюсные машины) центробежная сила меди, выступающей на лобовых сторонах за поперечное сечение катушки, значительно меньше, чем у гнутых катушек. Кроме того, с точки зрения допустимых нагрузок угловые катушки из твердой полосовой меди представляются более целесообразными, особенно для быстроходных машин с малым числом полюсов.

Катушки из полосовой меди прессуются под давлением, которое соответствует приблизительно центробежной силе при номинальной скорости вращения (удельное давление примерно от 80 до 100 *кГ/см²*),

и запекаются. Для повышения теплоотдачи часто применяется также профилированная полосовая медь (рис. 7-45, *а*) или так называемые ребристые катушки, у которых каждый третий или шестой виток в зависимости от толщины меди выступает на 6—15 *мм* из обмотки (рис. 7-45, *б*). Для этой цели на месте витковых ребер может впаиваться более высокий профиль или же намоточное устройство должно работать так, чтобы на торцевой части витки могли наматываться с соответственно увеличенной шириной.

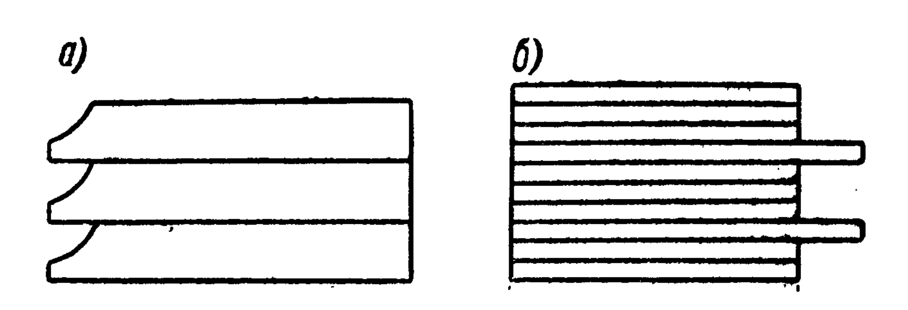


Рис. 7-45. Увеличение теплоотдачи полюсных катушек: *а* — посредством профилированной полосовой меди; *б* — за счет отдельных выступающих витков

Катушки возбуждения подвергаются, с одной стороны, действию центробежной силы, которая прижимает их к полюсному башмаку, а с другой стороны, действию циклических изменений тепловых расширений. Расположенные между полюсными башмаками и катушками изоляционные рамы катушек (гетинакс или армированный стекловолокном полиэфир) должны иметь, кроме большого пути токов утечки от меди к стали — в зависимости от испытательного напряжения от 0,5 до 1 *мм* на 100 *в*, также достаточную механическую прочность.

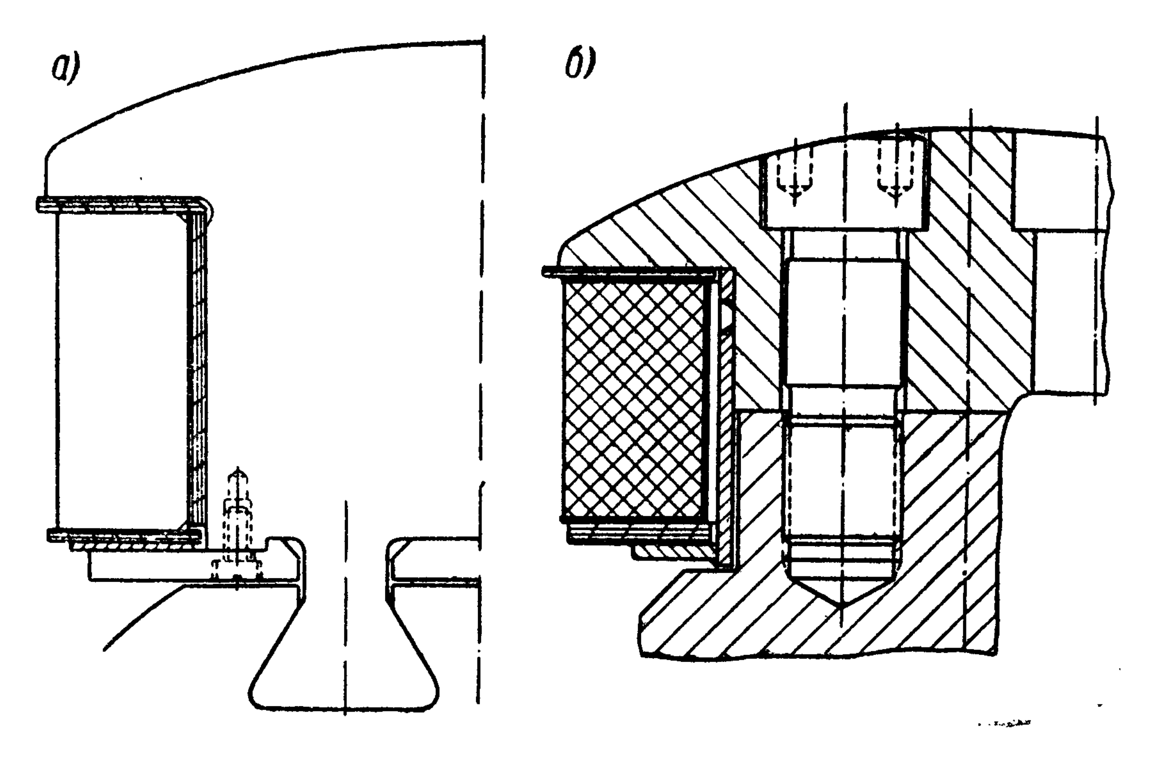


Рис. 7-46. Изоляция катушек возбуждения крупных генераторов относительно корпуса (*а*); изоляция катушек возбуждения небольших генераторов (*б*)

Для изоляции катушек возбуждения относительно стали обычно применяются конструкции по рис. 7-46, *а* и *б*.

В качестве межвитковой изоляции в однослойных медных обмотках обычно применяется стеклоасбест, а у многослойных катушек изоляция проволоки состоит из слегка пропитанного стекловолокна.

В длинных полюсных катушках необходима одна или несколько распорок, воспринимающих боковые составляющие центробежных сил (см. стр. 320 и рис. 10-17). В крупных машинах катушечные соединения отдельных полюсов также должны подкрепляться для защиты от действия центробежных сил.

При выполнении обмотки из профильной проволоки для многослойных катушек обычно во время намотки с целью избежания воздушных включений, имеющих плохую теплопроводность, провод во влажном состоянии покрывают лаком, а затем после намотки катушку запекают в печи.

Роторы с шихтованными полюсами, как правило, должны иметь для предотвращения качаний демпферную обмотку. Она состоит из круглых медных проводников, уложенных в круглых пазах полюсных башмаков. Во избежание магнитного насыщения пазы шлицуются на поверхности полюса (см. рис. 9-1, *г*). Шаг по пазам должен быть по возможности одинаковым с зубцовым делением статора с допустимыми отклонениями максимально до 15% .Во многих случаях бывает достаточно демпфирование по продольной оси, тогда применяются только так называемые полюсные решетки, у которых стержни каждого полюса соединяются короткозамыкающими сегментами; в сегменты впаяны концы стержней. Однако при более высоких требованиях в отношении демпфирования демпферные решетки отдельных полюсов соединяются короткозамыкающими кольцами, проходящими через все полюсы, для того чтобы обеспечить демпфирование также и по поперечной оси.[1] В исключительных случаях, например у некоторых однофазных машин, демпферные стержни устанавливаются даже в промежутках между полюсами. Для однофазных машин, в которых демпферная обмотка должна демпфировать обратную составляющую однофазной намагничивающей силы якоря, необходимы демпферные стержни с большими поперечными сечениями, так что здесь для этой цели применяются также профильные стержни, а иногда даже стержни Ребеля для уменьшения вытеснения тока при больших поперечных сечениях стержней. У однофазных машин принято соединять демпферные стержни, которые проводят различный ток и нагреваются в разной степени, с демпферными кольцами посредством гибких соединений.

На однофазных генераторах с массивными полюсами, у которых демпфирование по продольной оси обеспечивается самими массивными полюсами, для демпфирования по поперечной оси обычно предусматриваются на торцевых сторонах демпферные кольца, хороший контакт которых с полюсами достигается путем промежуточной закладки оловянной или серебряной фольги или же путем серебрения поверхностей контакта.

Если синхронные электродвигатели с автоматическим пуском (самопуском), которые во многих случаях целесообразно изготавливать с массивными полюсами, для снижения потерь или по каким-либо другим причинам выполняются с шихтованными полюсами, то всегда необходима пусковая обмотка, конструктивное исполнение и расположение которой являются такими же, как и демпферной обмотки генераторов. Однако часто для пусковой обмотки требуется более высокая теплоемкость [2] (расчет см. на стр. 192). В этом случае демпферные стержни выполняются из бронзы с поперечным сечением, увеличенным в соответствии с удельным электрическим сопротивлением.

---

[1] Krämer W. Stationäre Stromvertielung im Dämpferkäfig von Schenkelpolmaschinen. ETZ-A, 83, 1962, 5, S. 111—116.

[2] Jordan H., Lorenzen H. W. Die Stromverteilung im Dämpferkäfig von Schenkelpolmaschinen beim asynchronen Anlauf. ETZ, 86, 1965, 21, S. 673—884.

При применении массивных полюсов для самозапуска часто с целью повышения пускового момента при повышенном пусковом токе массивные полюсы соединяются демпфирующими кольцами (рис. 7-47).

Б. Турбороторы. Расположение обмотки возбуждения турбогенераторов в пазах ротора осуществляется в принципе в соответствии со сказанным на стр. 262 и далее.

Число витков, а вместе с тем и проводников на паз зависит от выбираемого напряжения возбуждения. Межвитковое напряжение e в любом случае невелико. Справедлива зависимость

$$e = \frac{\text{напряжение возбуждения}}{\text{число последовательно соединенных витков}}$$

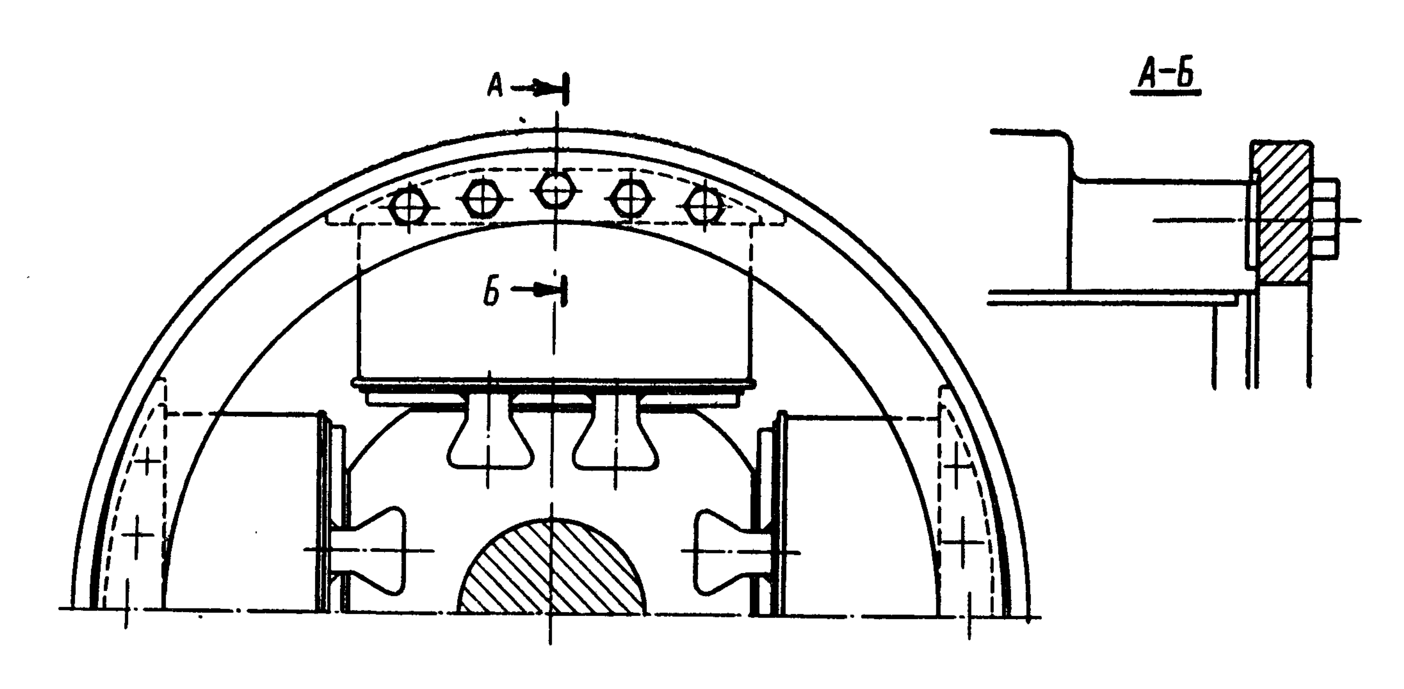


Рис. 7-47. Синхронный электродвигатель с массивными полюсами, которые для повышения пускового момента соединены демпферными кольцами

Межвитковая изоляция в соответствии с этим тонкая, как правило, от 0,2 до 0,3 *мм*, и выполняется в настоящее время обычно из стеклоткани на синтетической смоле. Пазовая изоляция должна выдерживать полное напряжение возбуждения и относительно земли испытательное напряжение. Так как испытательное напряжение для обмоток возбуждения принято в Европе равным десятикратному напряжению возбуждения (см. табл. 1-8), то диэлектрическая прочность изоляции должна быть достаточно высокой и должны иметься надлежащие сопротивления пути токов утечки к основанию паза и относительно роторных клиньев, а также при выходе из пазов. Толщина пазовой изоляции, которая выполняется также из стеклоткани на синтетической смоле, составляет в зависимости от величины ротора от 0,6 до 1,2 *мм*, и обычно применяется ее конструкция по рис. 7-48.

Форма стержней зависит в первую очередь от способа вентиляции ротора. Для небольших роторов с чисто поверхностным охлаждением, а также роторов с добавочными пазами для охлаждения зубцов применяется плоский медный провод с небольшими радиусами закругления углов для достижения максимально хорошего отвода тепла к стальному телу ротора. Для прохода воздуха или газа через катушки возбуждения, если охлаждающая среда подводится из подпазовых каналов, в плоских проводниках выполняются круглые или удлиненные

отверстия (см. рис. 3-28, *в*) или же катушки подразделяются и охлаждающая среда проводится между обеими элементарными катушками, которые отделяются друг от друга изоляционными элементами. Более крупные роторы выполняются с профильными (рис. 7-49, *а*) или полыми (рис. 7-49, *б*, см. также рис. 3-27) проводниками.

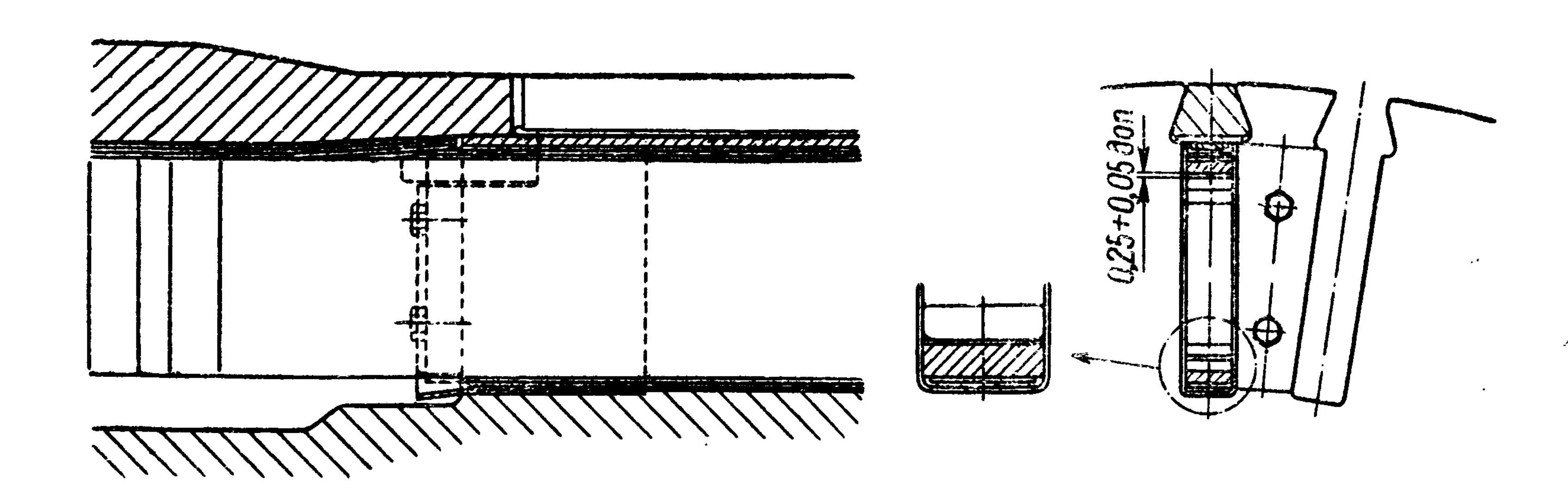


Рис. 7-48. Изоляция обмотки ротора. (Изоляция и прокладка между проводниками из стеклотекстолита.)

Для обмоток роторов общепринято применять медь, слегка легированную серебром, ввиду ее повышенного предела ползучести при нагревании.

Для небольших роторов обычно наматываются целые катушки из полосовой или профильной меди и укладываются виток за витком в пазы. В более крупные роторы укладываются полукатушки или только полувитки. Для них обычно применяется холоднотянутая медь, легированная серебром, и проводники спаиваются твердым припоем в лобовых частях (рис. 7-50).

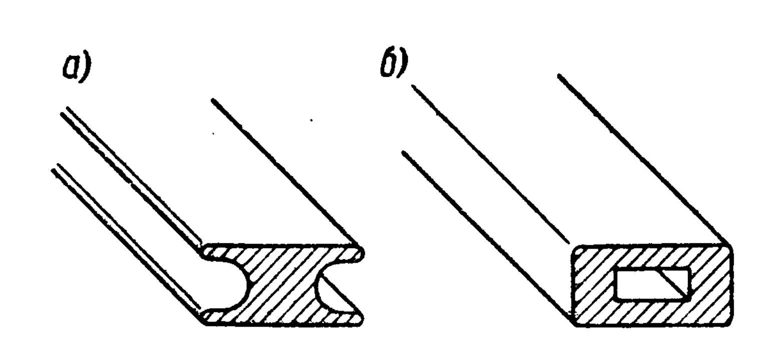


Рис. 7-49. Примеры поперечных сечений меди проводников ротора: *а* — профильный проводник; *б* — полый проводник

Аксиальный вылет лобовых частей зависит от числа пазов ротора. Число плоскостей лобовой части равно одной четверти числа обмотанных пазов. Расстояние самой внутренней катушки с наименьшей катушечной хордой от активной стали определяется радиусом намотки меди и длиной выступающей из стали пазовой изоляции. Аксиальное расстояние лобовых частей катушек друг от друга определяется в первую очередь с учетом вентиляции лобовой части катушки. В небольших роторах вентиляция может осуществляться путем термосифонного или проточного охлаждения.

Лобовые части катушек отделяются друг от друга, тела ротора и бандажа изоляционными элементами из армированной стекловолокном синтетической смолы. От роторного бандажа лобовая часть обмотки изолируется так называемой бандажной изоляцией, выполняемой обычно из армированной стекловолокном синтетической смолы в виде отдельных сегментов, укладываемых друг на друга внахлест. Отдельные фирмы запекают роторную обмотку в роторе путем нагрева ее

током в состоянии покоя или при рабочей скорости вращения ротора для того, чтобы, особенно при косвенном охлаждении, добиться более хорошей передачи тепла в тело ротора, и для того, чтобы предотвратить смещение катушек в лобовых частях обмотки.

С учетом высоких несимметричных нагрузок в турбогенераторах предусматриваются демпферные обмотки, которые в первую очередь должны обеспечивать переход тока с роторных клиньев, служащих в качестве демпферной обмотки, на короткозамыкающее кольцо под бандажом ротора. Благодаря этому предотвращается пригорание концов клиньев вследствие перехода тока через зубцы и пригорание посадочной поверхности бандажа к заточке бочки ротора.

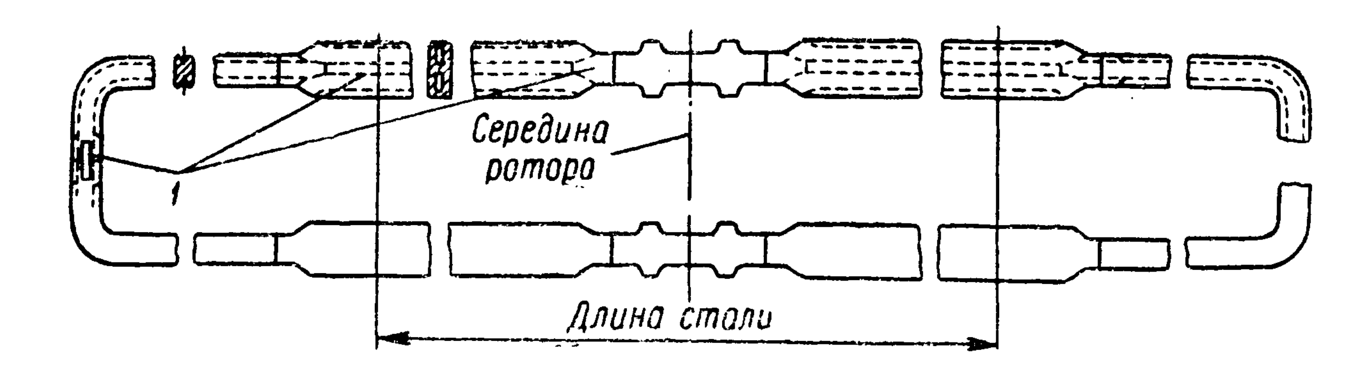


Рис. 7-50. Катушка обмотки полюса турбогенератора с водяным охлаждением. Катушка спаяна твердым припоем как на середине длины стали (бочки ротора), так и в лобовой части

1 — места пайки

В крупных турбогенераторах демпферные обмотки часто применяются также и тогда, когда не ожидается повышенных несимметричных нагрузок, для того чтобы надежно предотвращались вышеупомянутые пригорания при коротких замыканиях или в асинхронном режиме.

7-5. Обмотки главных и добавочных полюсов машин постоянного тока

В отличие от синхронных машин, где обмотка возбуждения располагается на вращающейся части и в соответствии с этим должна удовлетворять не только электрическим, но и механическим требованиям, в машинах постоянного тока и коллекторных машинах переменного тока обмотки возбуждения, а также обмотки добавочных полюсов и компенсационные, если таковые имеются, располагаются на статоре.

Обмотка возбуждения должна обеспечивать определенную электрическим расчетом н. с., и в зависимости от требуемой внешней характеристики машины она выполняется в виде обмотки параллельного, последовательного или смешанного возбуждения.

Для обеспечения регулирования в особенности машин с параллельным возбуждением часто создается также встречно направленная намагничивающая сила, будь то для подавления остаточной магнитной индукции или для изменения знака напряжения. Часто как для генераторов, так и для электродвигателей требуют наличия дополнительных вспомогательных обмоток, которые служат для стабилизации регулирования. Эти вспомогательные обмотки, число витков которых

обычно составляет от 10 до 20% числа витков обмоток возбуждения, должны, как правило, рассчитываться только с учетом необходимых механических характеристик.

Особое внимание следует обращать на изоляцию обмотки возбуждения относительно корпуса машины и относительно других обмоток, размещенных на главных полюсах, а также на обеспечение достаточно больших путей токов утечки, чтобы машина могла надежно выдерживать испытательные напряжения, приведенные в табл. 1-8.

Обмотка параллельного возбуждения машин с самовозбуждением и независимым возбуждением имеет относительно много витков соответственно тонкого сечения. Для малых машин применяют обычно изолированную лаком круглую проволоку и наматывают ее на шаблон; если этому не мешает недостаток места, проволока наматывается безукоризненно равномерными слоями только при диаметрах проволоки, начиная с 1,2 до 3,5 *мм*.

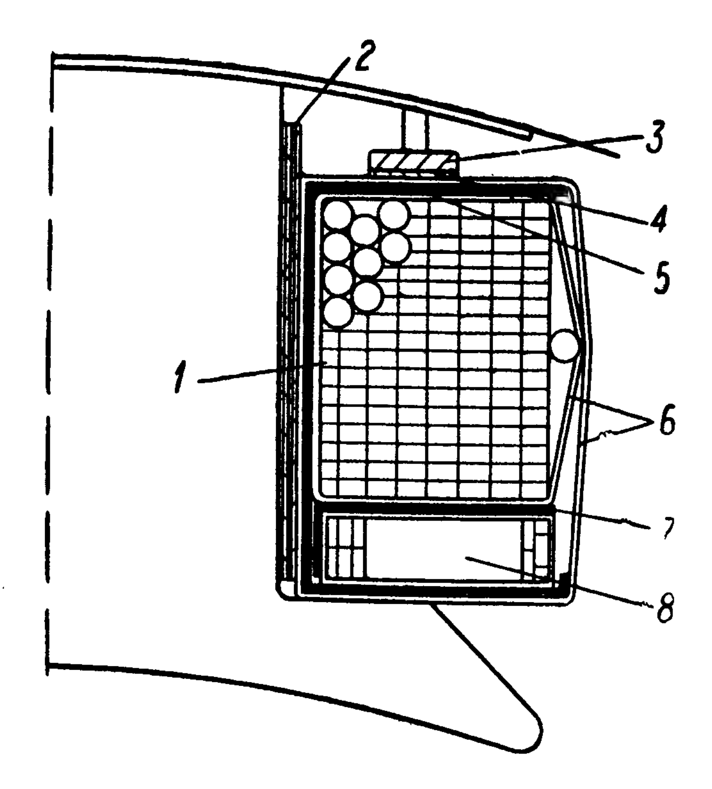


Рис. 7-51. Полюс небольшой машины с обмотками параллельного и последовательного возбуждения (компаунд)

1 — обмотка возбуждения; *2* — заклиновка катушки стекло- или асботекстолитом; *3* — рама катушки; *4* — пружина; *5* — коробка из полиэфирной пленки с асбестом; *6* — стеклотканевая лента 0,2·20 приблизительно через каждые 100 *мм*; *7* — промежуточная изоляция из полиэфирной пленки с асбестом; *8* — обмотка последовательного возбуждения

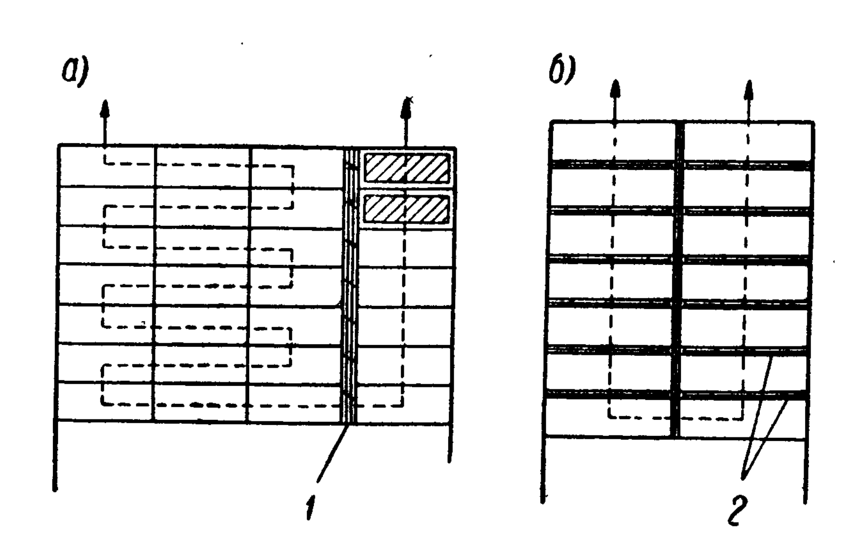


Рис. 7-52. Принципиальная конструкция катушек обмотки из полосовой меди: *а* — для изолированной лаком проволоки; *б* — для голой меди

1 — асбестовая прокладка; *2* — асбест или миканит

Перед насадкой на полюс катушка возбуждения вместе с другими катушками, которые также должны устанавливаться на полюсе, например с обмотками противовозбуждения или последовательного возбуждения, укладывается в изоляционный каркас из полиэфирной пленки с асбестом толщиной от 0,5 до 1,0 *мм*, связывается стеклотканевой лентой и пропитывается смолой, не содержащей растворителя. На полюсе катушка заклинивается, например, асботекстолитом (рис. 7-51) и сжимается радиально катушечной рамкой.

Для средних и крупных машин, за редким исключением, применяется только полосовая медь, которая наматывается по рис. 7-52, *а* или *б*, для того чтобы выводы получились наружу.

При применении меди, изолированной стеклолентой или лаком, межвитковой и межслоевой изоляции по рис. 7-52, *б*, которая состоит, например, из стеклоленты толщиной от 0,1 до 0,5 *мм*, не потребуется.

Катушки в направлении поперек полюса часто подразделяются на пакеты высотой от 20 до 50 *мм*, для того чтобы при аксиальной вентиляции обеспечить максимально хорошую теплоотдачу охлаждающему воздуху (рис. 7-53). Фиксация отдельных частей катушки осуществляется посредством коротких вставок, которые закладываются на определенных расстояниях друг от друга и привязываются к катушке стеклолентой. Как показано на рис. 7-53, только лежащая на полюсном башмаке катушка, а также катушка, расположенная у станины, для увеличения путей токов утечки обмотаны стеклослюдолентой толщиной 0,15 *мм* в 1/2—2/3-нахлеста, а по ней — стеклолентой толщиной 0,15 *мм* вполнахлеста. На сердечнике полюсы катушки изолируются, например, асбостеклом и заклиниваются асботекстолитом.

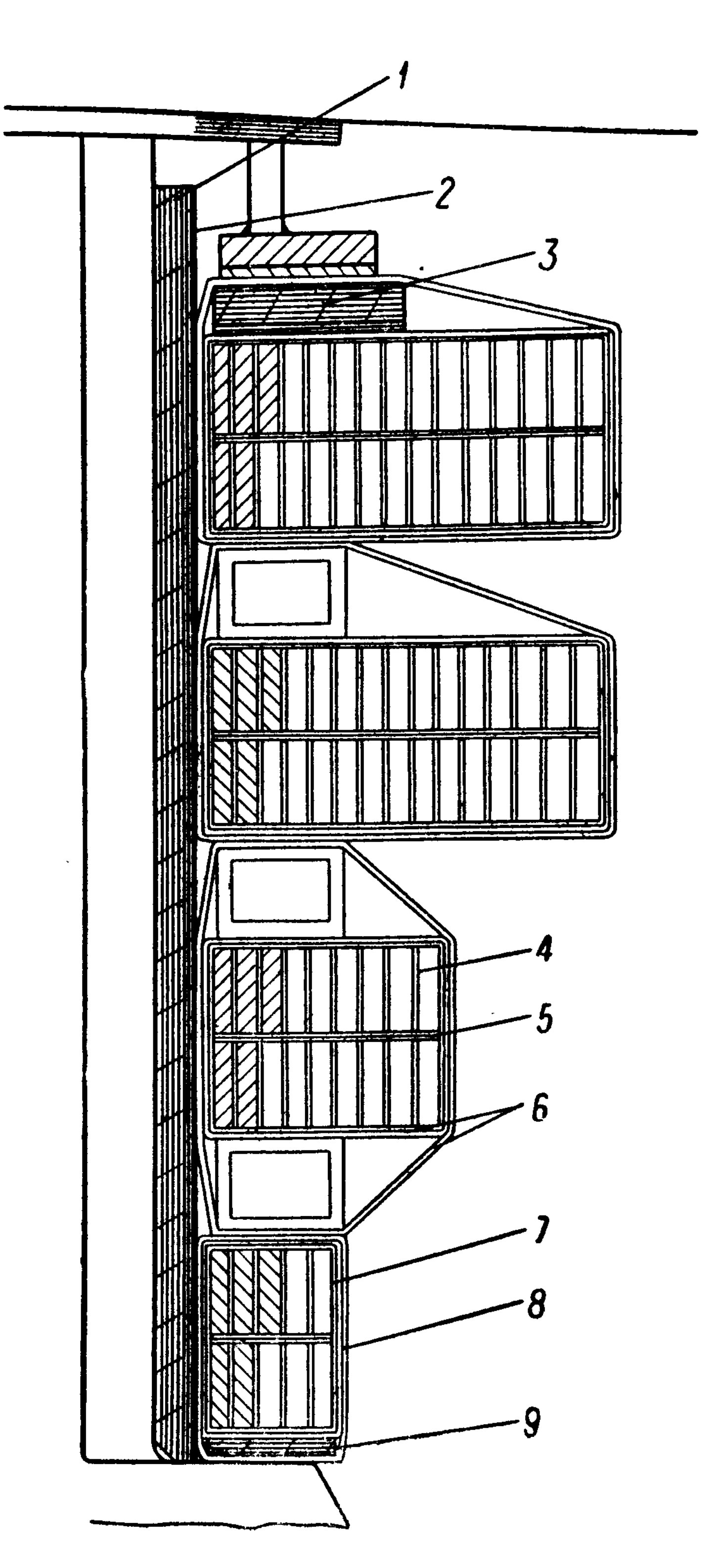


Рис. 7-53. Обмотка возбуждения машины постоянного тока средней мощности, подразделенная на катушечные пакеты

1 — асботекстолит; *2* — асбостекло; *3* — стеклотекстолит; *4* — стекло—слюда—стекло; *5* — слюда; *6* — стеклотканевая лента 0,2·40 через каждые 100—150 *мм*; *7* — стеклослюдяная лента по всей длине; *8* — стеклотканевая лента по всей длине; *9* — стеклотекстолит

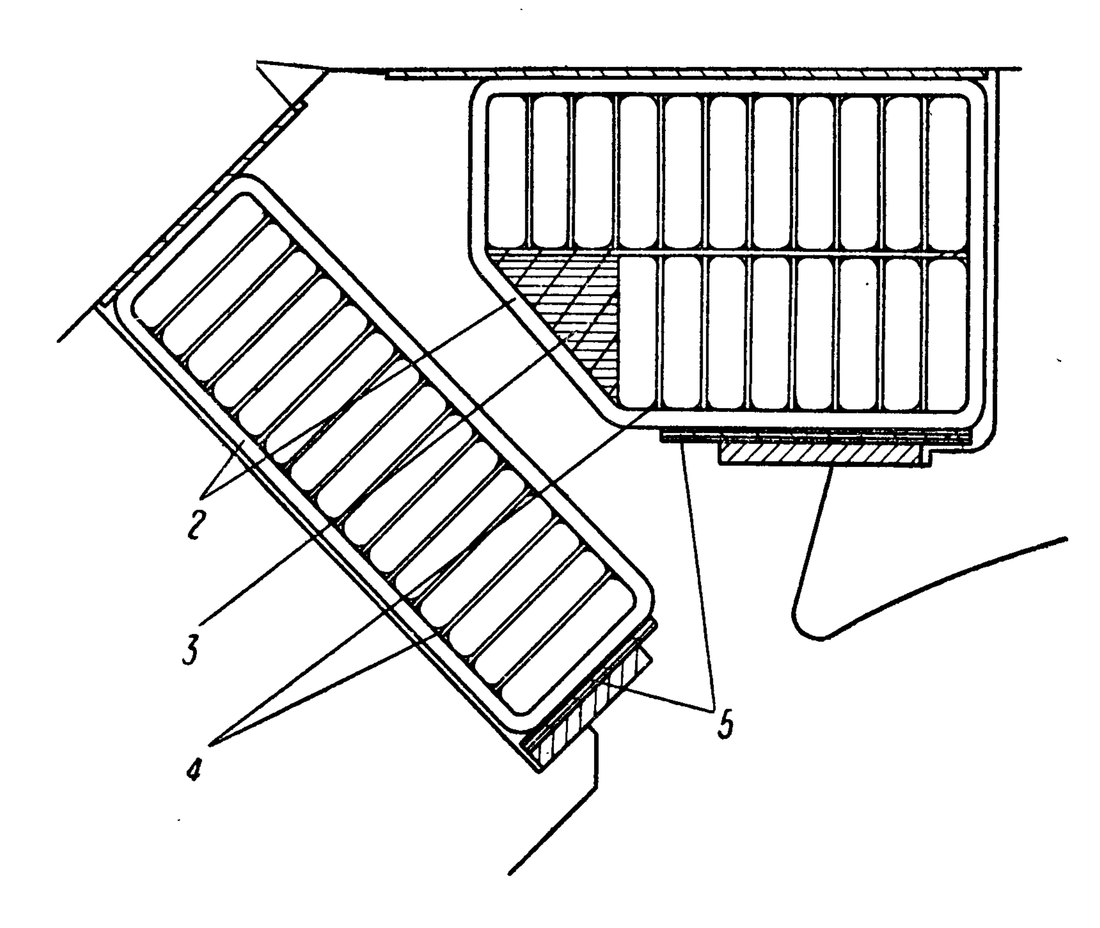


Рис. 7-54. Сечение обмотки последовательного возбуждения и обмотки добавочного полюса некомпенсированного тягового двигателя постоянного тока (изоляция класса F)

1 — стеклотекстолит около 1,0 *мм*; *2* — стеклослюдяная лента около 2,0 *мм*; *3* — эпоксидная наполнительная масса; *4* — стеклослюда—стекло 2·0,25 *мм*; *5* — стеклотекстолит около 1,5 *мм*

При радиальной вентиляции статора целесообразно подразделять катушки возбуждения на концентричные обмотки. В очень многих случаях поперечное сечение обмотанной поверхности катушки воз-

буждения является трапецевидным (например, рис. 7-53), так как расстояние между полюсами около ротора в особенности у машин с малым числом полюсов меньше, чем у станины. Часто катушки главных полюсов приходится скашивать ввиду необходимости расположения обмотки добавочных полюсов (например, рис. 7-54).

В последнее время катушки начали обматывать стеклотканевой лентой широкими витками и заливать в специальных формах смолой, благодаря чему, в особенности при сравнительно высокой влажности, достигается повышенная надежность. Пример показан на рис. 7-55.

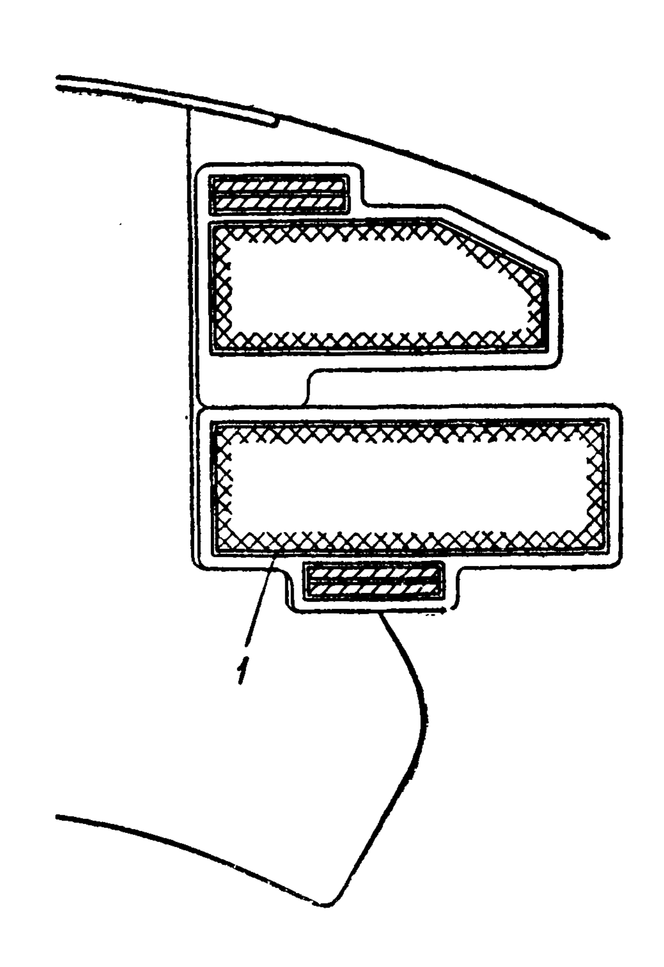


Рис. 7-55. Катушки главных полюсов машины постоянного тока, залитые смолой

1 — стеклотканевая лента 0,2 *мм*, наложенная широкими витками

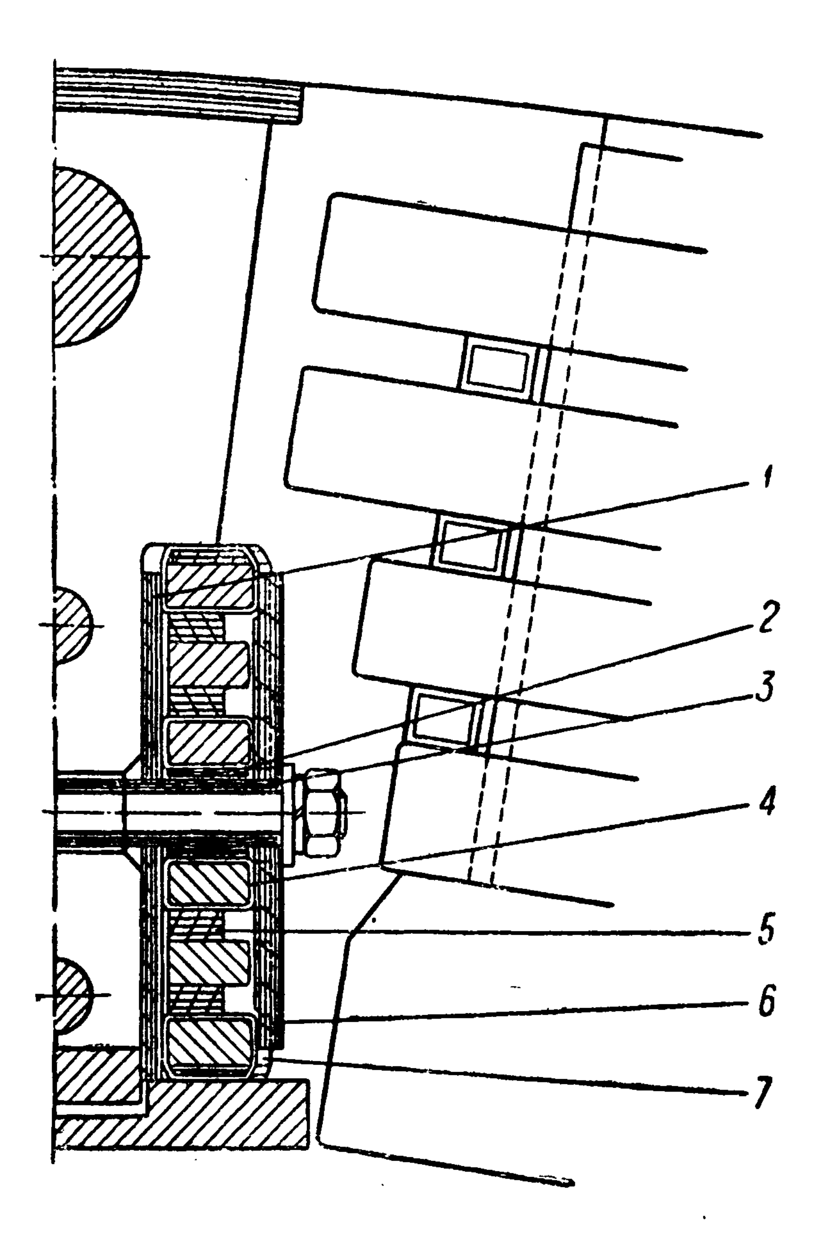


Рис. 7-56. Обмотка добавочного полюса крупной компенсированной машины постоянного тока

1 — стекло- или асботекстолит; 2 — стеклотекстолит; 3 — шеллак-микафолий; 4 — стеклослюдолента на длине около 40 *мм*; 5 — асботекстолит; 6 — стеклотекстолит; 7 — стеклослюдолента по всей длине

По обмотке последовательного возбуждения протекает ток якоря, и в соответствии с этим такая обмотка имеет мало витков большего поперечного сечения. Она выполняется у малых машин преимущественно из изолированной лаком круглой проволоки, а у крупных машин — из голой или изолированной лаком и стеклом полосовой меди. Межвитковая и межслоевая изоляция выполняется в случае применения голой обмоточной меди, так же как у обмоток параллельного возбуждения, из стеклослюдяной ткани.

У машин смешанного возбуждения обмотка последовательного возбуждения располагается, как показано на рис. 7-51, или она наматывается концентрично на катушку параллельного возбуждения и отделяется от нее изоляционной прокладкой.

Статорные обмотки тяговых коллекторных электродвигателей последовательного возбуждения из-за сравнительно высоких термических нагрузок и для обеспечения хорошей защиты от влаги часто выполняются так же, как роторная обмотка с изоляцией класса F. На рис. 7-54 показано поперечное сечение обмоток последовательного возбуждения и добавочных полюсов некомпенсированного тягового электродвигателя постоянного тока. Обе обмотки изолированы стеклослюдолентой и пропитаны в вакууме смолой, не содержащей растворителя, для того чтобы обеспечить наилучший отвод тепла.

По обмотке добавочных полюсов протекает ток якоря, и она выполняется в большинстве случаев из голой полосовой меди, за исключением малых машин, где преимущественно применяется медь круглого сечения. Катушки наматываются обычно на ребро, и между отдельными слоями прокладывается асботекстолит или стеклослюдяные материалы по всей ширине меди, а в крупных машинах — только на части ширины меди, но зато с соответствующим утолщением (рис. 7-56). В большинстве случаев первые нижние 1—3 витка, а иногда и больше в зависимости от высоты меди, а также верхние витки выполняются с усиленной изоляцией (рис. 7-56) с целью увеличения путей утечки тока, а остальные витки для лучшей теплоотдачи только лакируются методом пропитки. У тяговых электродвигателей, где особенно велика опасность загрязнения и имеет место высокая влажность, обмотка добавочных полюсов выполняется, как показано на рис. 7-54, так же как обмотка последовательного возбуждения, с изоляцией из стеклослюдяной ткани или микафолия и опрессовывается на продольных сторонах. Опыт показывает, что обмотки добавочных полюсов, которые у компенсированных машин концентрируются в направлении к полюсным башмакам (рис. 7-56), для того чтобы обеспечить малые потоки рассеяния, в большинстве случаев охлаждаются не так хорошо, как обмотки, располагаемые по всему добавочному полюсу некомпенсированных машин.

Компенсационная обмотка предусматривается на малых машинах из соображений стоимости и занимаемого места только в особых случаях, на средних машинах она устанавливается, напротив, очень часто, а на крупных машинах практически всегда. Она размещается в пазах, равномерно расположенных в полюсных башмаках. Эта обмотка выполняется из плоской проволоки, либо же из полосовых или круглых медных стержней и лишь в редких случаях из проволоки круглого сечения. Пазы всегда полуоткрытые или закрытые. Стержни опрессовываются микафолием (толщину опрессовки см. на рис. 7-39) и вдвигаются с торцов. Для защиты опрессовки при вдвигании обычно предусматривается пазовая изоляция из полиэфирной смолы толщиной приблизительно от 0,15 до 0,2 *мм*.

Стержни компенсационной обмотки соединяются между собой скобами из полосовой меди.

Глава восьмая

НЕПОДВИЖНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

8-1. Корпусы

А. Машины переменного тока. Небольшие машины переменного тока иногда изготавливаются без корпуса в буквальном смысле слова, и шихтованная сталь статора, особенно у герметизированных машин, непосредственно образует теплоизлучающую поверхность корпуса (это дает преимущество в виде отсутствия ухудшающего теплопроводность воздушного зазора между активной сталью и корпусом). Для всех более крупных машин принято предусматривать корпус.

Задачи, которые должен выполнять корпус, многочисленны. Наиболее важные из них:

1. Создание несущей конструкции для шихтованного пакета стали статора.
2. Восприятие крутящего момента статора и передача его на лапы или фланцы.
3. Организация движения воздуха или газа в соответствии с предусмотренным способом охлаждения машины или непосредственная теплоотдача в окружающую среду путем радиации или конвекции.
4. Взрывозащита машин с водородным охлаждением, грозозащищенных и других машин, для которых должны учитываться правила в отношении взрывобезопасности.
5. Создание несущей конструкции для подшипниковых щитов, крестовин и т. п.
6. Создание опоры для размещения охладителей, фильтров, глушителей и т. д.

Корпусы выполняются как для горизонтальной, так и для вертикальной установки. Различные конструктивные формы стандартизованы и приводятся в национальных стандартах.

Высоты осей корпусов нормализованы (DIN-Blatt474) и приведены в табл. 8-1. В диапазоне высот осей от 56 до 315 *мм* нормалями DIN 42672 и 42673, а также публикацией МЭК 72-1 установлено положение отверстий в лапах относительно конца вала для различных высот осей.

Приведенные в таблице значения заимствованы из DIN-Blatt747 или из рекомендации МЭК 180 и соответствуют высотам оси 56—315 *мм* по публикации МЭК 72-1.

Корпусы, изготавливаемые большими сериями, когда стоимость форм и моделей оказывает лишь незначительное влияние на стоимость машины, выполняются, как правило, литыми.

Для малых электродвигателей часто применяется литье под давлением из легких сплавов, причем пакет активной стали статора закладывается в литейную форму и со всех сторон заливается жидким металлом. Поэтому у герметизированных машин ввиду отсутствия воздушного зазора между пакетом активной стали статора и корпусом достигается хорошая теплопередача к наружной поверхности. Кроме того, точность литья по этому методу настолько велика, что необходимость дальнейшей обработки в значительной мере отпадает.

Таблица 8-1. Нормализованные высоты осей машин (в *мм*)

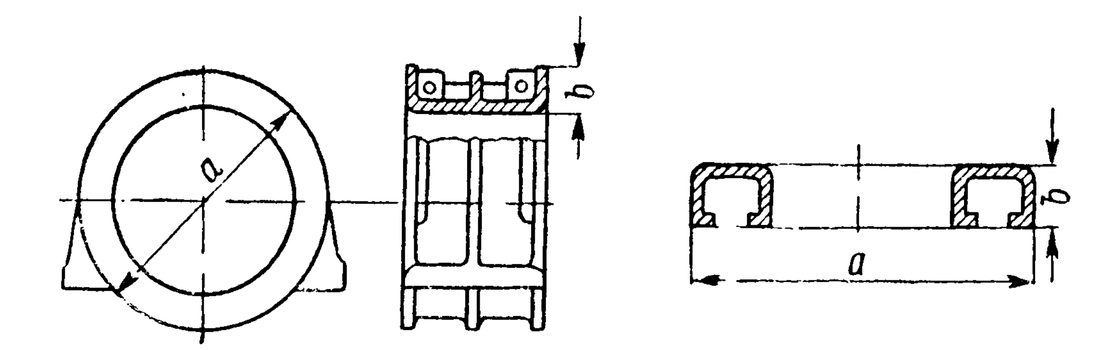
Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 4	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 4
25	25	25	25		200	200	200
			26				212
		28	28			225	225
			30				236
	32	32	32	250	250	250	250
			34				265
		36	36			280	280
			38				300
40	40	40	40		315	315	315
			42				335
		45	45			355	355
			48				375
	50	50	50	400	400	400	400
			53				425
		56	56			450	450
			60				475
63	63	63	63		500	500	500
			67				530
		71	71			560	560
			75				600
	80	80	80	630	630	630	630
			85				670
		90	90			710	710
			95				750
100	100	100	100		800	800	800
			106				850
		112	112			900	900
			118				950
	125	125	125	1000	1000	1000	1000
			132				1060
		140	140			1120	1120
			150				1180
160	160	160	160		1250	1250	1250
			170				1320
		180	180			1400	1400
			190				1500
				1600	1600	1600	1600

Примечание. Высота оси представляет собой расстояние центра вала от опорной поверхности лап в состоянии поставки машины. Подкладочные пластинки, которые применяются при установке машины для регулирования ее положения, не входят в высоту оси, однако толщина изоляционных прокладок, которые поставляются вместе с машиной, должна засчитываться в высоту оси.

Для корпусов открытых или брызгозащищенных малых электродвигателей и малых электродвигателей с высотами оси приблизительно от 90 до 160 *мм* обычно применяется серый чугун, за исключением корпусов электродвигателей специального назначения (например, электродвигателей для подъемных средств), для которых соответствующие правила, например рекомендации VDE для электродвигателей подъемных средств в металлургической промышленности или нормали DIN 42671 для подземных рудничных и шахтных электродвигателей, предписывают применение стального литья или кованой стали.

Толщины стенок определяются в первую очередь особенностями техники литья и дальнейшей обработки. Минимальные толщины стенок чугунных корпусов приведены в табл. 8-2.

Таблица 8-2. **Минимальные толщины стенок чугунных корпусов**



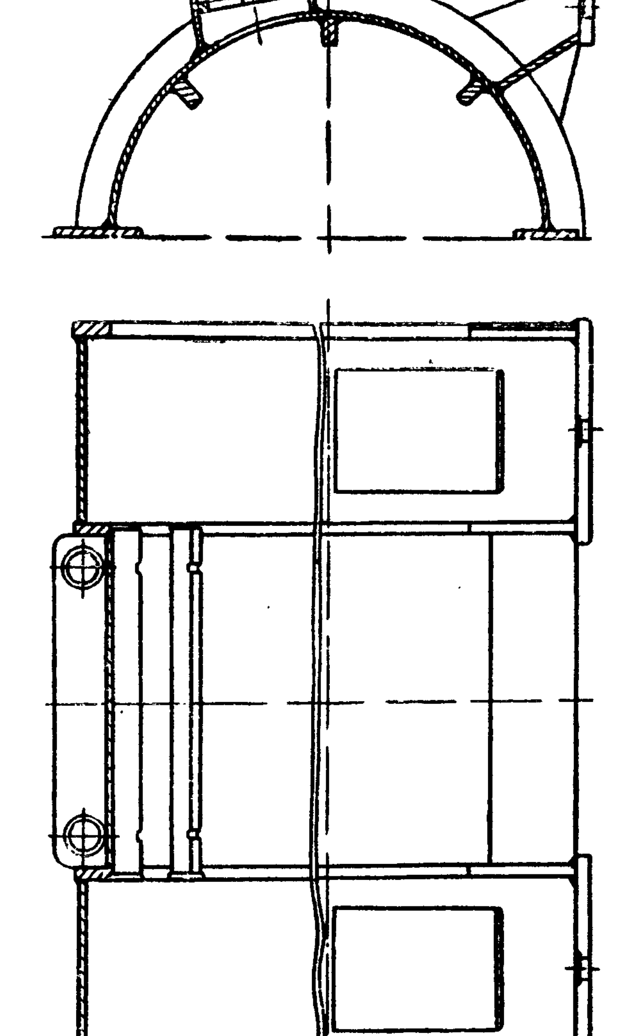
a — максимальный размер, *b* — высота профиля

Размер максимальный, *мм*	Высота профиля, *мм*												
	10	15	25	50	75	100	150	200	300	400	500	600	700
	Толщина стенки, *мм*												
100	3	3	3										
150		3,5	3,5	4									
250			4	4	4,5								
300			4	4	4,5								
400			4	5	5	5,5	6						
500			5	5	6	6	7						
750				6	7	7	8	8					
1000				7	7	7	8	8					
1500					8	8	10	10	10				
2000						10	10	12	12	12	14		
2500							12	12	12	14	16	16	16
3000								14	14	14	16	16	18
3500								14	14	16	18	18	18
4000									16	16	18	18	20
5000											18	20	20
6000											20	22	22
7000												22	25
8000												25	28

Корпусы средних и крупных машин почти всегда выполняются сварными из листовой стали (рис. 8-1), причем ввиду вдвое большего модуля упругости стали по сравнению с чугуном для обеспечения равной по величине деформации достаточна приблизительно вдвое меньшая толщина стенки, а вместе с тем и вдвое меньший вес. Стальное литье в качестве материала для корпусов применяется лишь иногда для машин переменного тока, у которых корпусы не должны иметь никаких магнитных свойств, и только при высоких динамических нагрузках, в особенности для тяговых электродвигателей.

Так называемая высота коробки, выражаемая разностью между наружным радиусом корпуса и наружным радиусом пакета активной стали статора, определяется обычно вентиляционными условиями машины, т. е. предусмотренной скоростью движения воздуха или газа в корпусе.

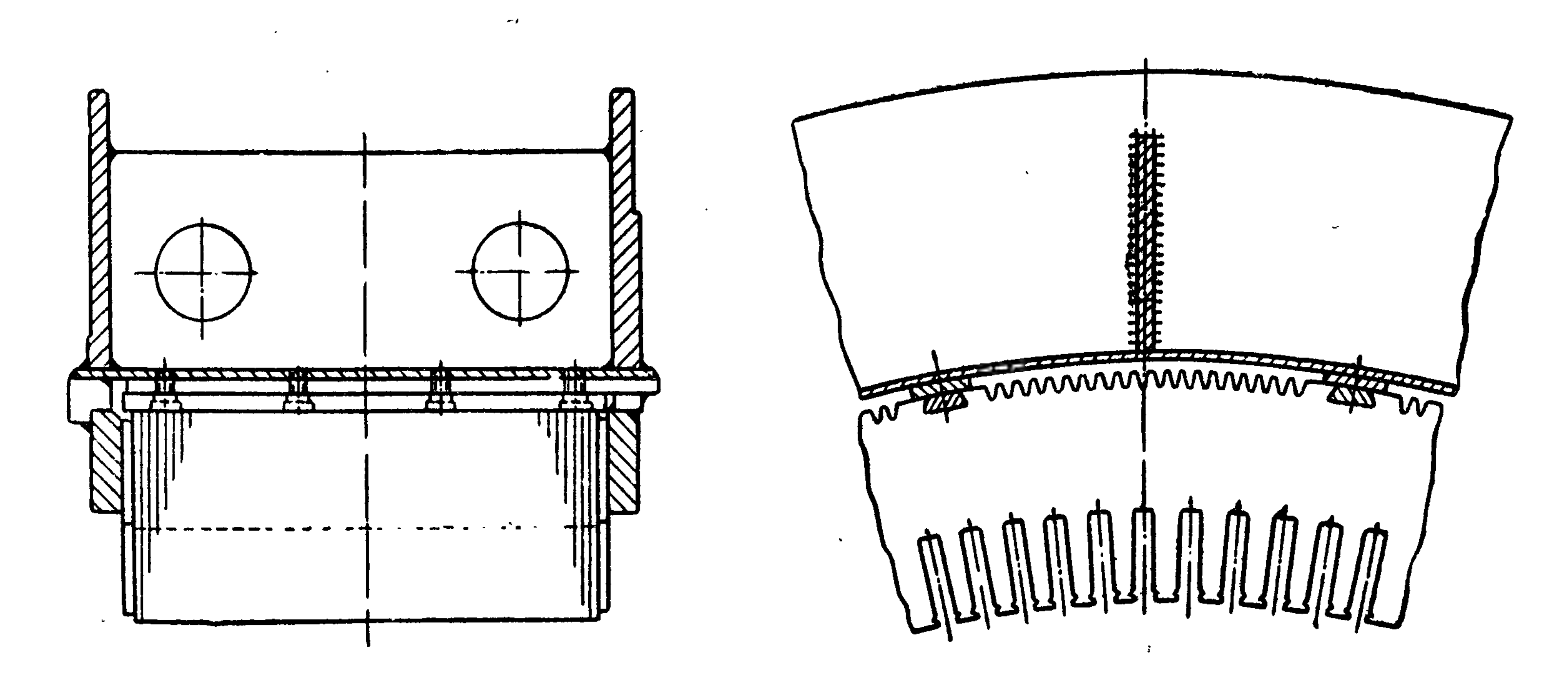
В машинах с аксиальным пропуском воздуха между пакетом активной стали и корпусом и без радиальных вентиляционных каналов или аксиальных отверстий (см. рис. 6-2, *б*) увеличенная наружная поверхность используется для отдачи тепла и поэтому применяется малая высота коробки для обеспечения скоростей воздуха порядка 10—30 *м/сек* (рис. 8-2). В противоположность этому в машинах с радиальными охлаждающими каналами в пакете активной стали статора (см. рис. 6-3) с учетом снижения потерь на подачу воздуха стремятся к тому, чтобы скорость движения воздуха или газа в корпусе была небольшой (приблизительно от 2 до 5 *м/сек*, см., например, рис. 3-5 а).


Рис. 8-1. Сварной корпус машины переменного тока средней мощности

Высота коробки оказывает решающее влияние на геометрический момент инерции, а следовательно, и на жесткость корпуса. Поэтому, если при аксиальном входе воздуха за спинкой пакета активной стали применяется очень малая высота коробки, необходимо увеличить момент инерции за счет утолщения ребер (рис. 8-2).

Взаимозависимость между жесткостью корпуса и его деформацией рассматривается на стр. 236.

Корпусы большого диаметра должны по соображениям транспортировки и монтажа выполняться составными из двух или более частей. Части корпуса соединяются на стыковых разъемах болтами и фиксируются в радиальном и аксиальном направлениях призонными штифтами[1] (рис. 8-3). В особых случаях выдвигается также требование,


Рис. 8-2. Статор с малой радиальной высотой коробки

[1] В стыковые разъемы закладывается подходящая в механическом отношении изоляционная прокладка (transoformerboard) толщиной около 0,5 *мм*, которая при стягивании стыкового разъема болтами компенсирует неровности и обеспечивает равномерное предварительное напряжение шихтованного венца.

чтобы для удобства ремонта статорной обмотки корпус мог поворачиваться таким образом, чтобы его нижняя часть оказывалась сверху (рис. 8-4).

В отношении ширины корпуса, т. е. его аксиальной длины, приняты исполнения, у которых ширина корпуса лишь ненамного больше ширины пакета активной стали (см. рис. 3-5 а и 3-6) и такие, у которых ширина корпуса значительно больше аксиальной длины активной стали машины (см. рис. 3-10 и 3-20). Первый вариант облегчает укладку обмотки и транспортировку и обеспечивает сниженный вес и пониженную стоимость в тех случаях, когда лобовые части могут защищаться только легкими кожухами. Второй вариант допускает во многих случаях для вертикальных генераторов упрощенную конструкцию фундамента (см. рис. 3-10), так как в нем не надо предусматривать воздушные каналы.

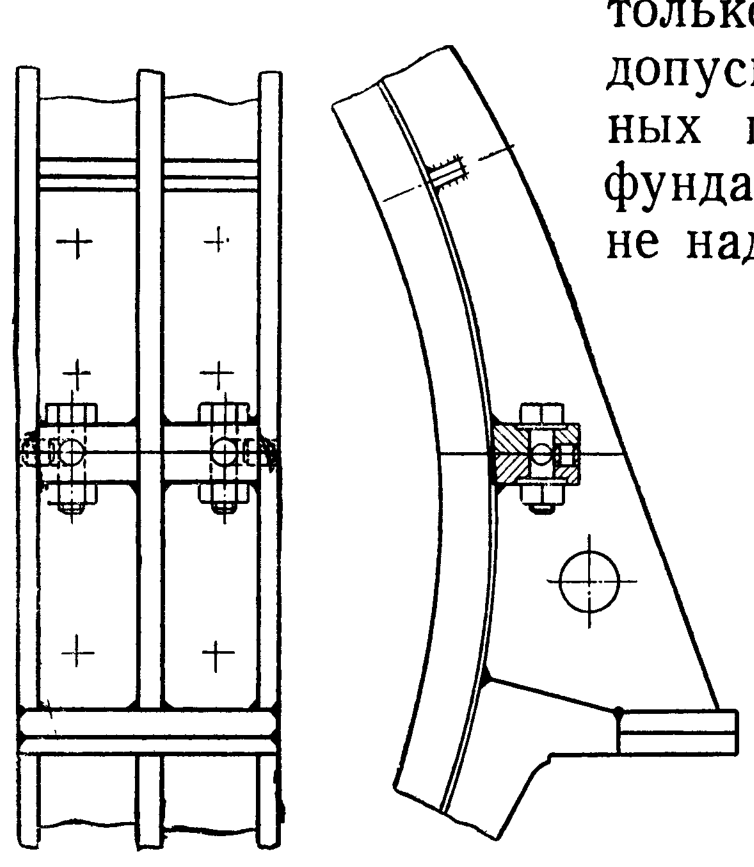


Рис. 8-3. Фиксация стыкового разъема посредством призонных штифтов или шпилек

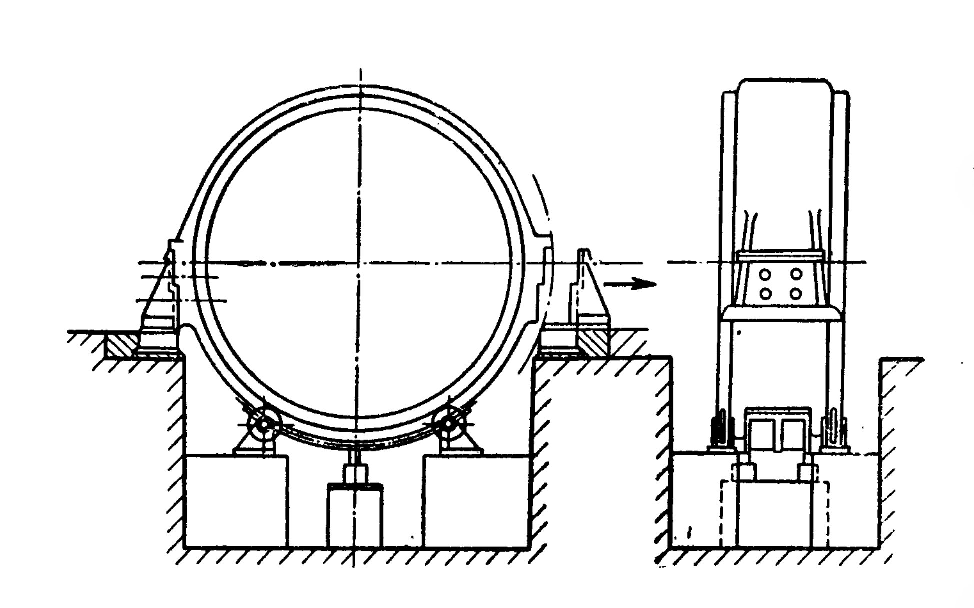


Рис. 8-4. Поворачивающийся корпус статора

Для горизонтальных однофазных генераторов частотой $16^2/_3$ *гц* общеприняты амортизированные лапы статоров.

Если корпусы должны выполняться взрывостойкими, например для турбогенераторов с водородным охлаждением, то в соответствии с правилами VDE0530, часть 3, § 33 они должны выдерживать испытательное давление 10 $кГ/см^2$ и при этом испытательном давлении не должно происходить никаких повреждений или недопустимых деформаций.

Корпусы рассчитываются как открытые цилиндрические оболочки с постоянным внутренним давлением p[1]. По приложению 1, п. А (тонкое кольцо) тангенциальное напряжение $\sigma = pD/2h$ и, следовательно, необходимая толщина стенки $h = pD/2\sigma_{доп}$. Допустимое напряжение определяется в соответствии с правилами котлостроения по формуле $\sigma_{доп} = \sigma_s\ V/S$. Исходя из этого необходимая толщина стенки будет составлять

$$h = \frac{pD}{2\sigma_s V/S}, \qquad (8\text{-}1)$$

[1] При расчете открытой оболочки не учитывается небольшое эквивалентное (приведенное) напряжение закрытого корпуса с внутренним давлением. Следовательно, расчет по уравнению (8-1) обеспечивает достаточную надежность.

где h — толщина стенки, *см*; p — испытательное давление (10 $кГ/см^2$); D — диаметр корпуса, *см*; σ_s — предел текучести материала, $кГ/см^2$; V — значение допустимого напряжения для сварного шва (например, 0,8 для двустороннего V-образного шва стыкового соединения); S — коэффициент надежности (1,7 — при приемочных испытаниях материала, 2 — без приемочных испытаний материала).

В качестве материала применяется котельная листовая сталь ($\sigma_s = 25$ $кГ/мм^2$, см. табл. 2-8).

Пример. Диаметр корпуса $D = 3{,}8$ *м* (без приемки материала с двойным V-образным швом). Имеем

$$h = \frac{10 \cdot 380}{2 \cdot 2500 \cdot 0{,}8/2} = 1{,}9 \text{ см} = 19 \text{ мм}.$$

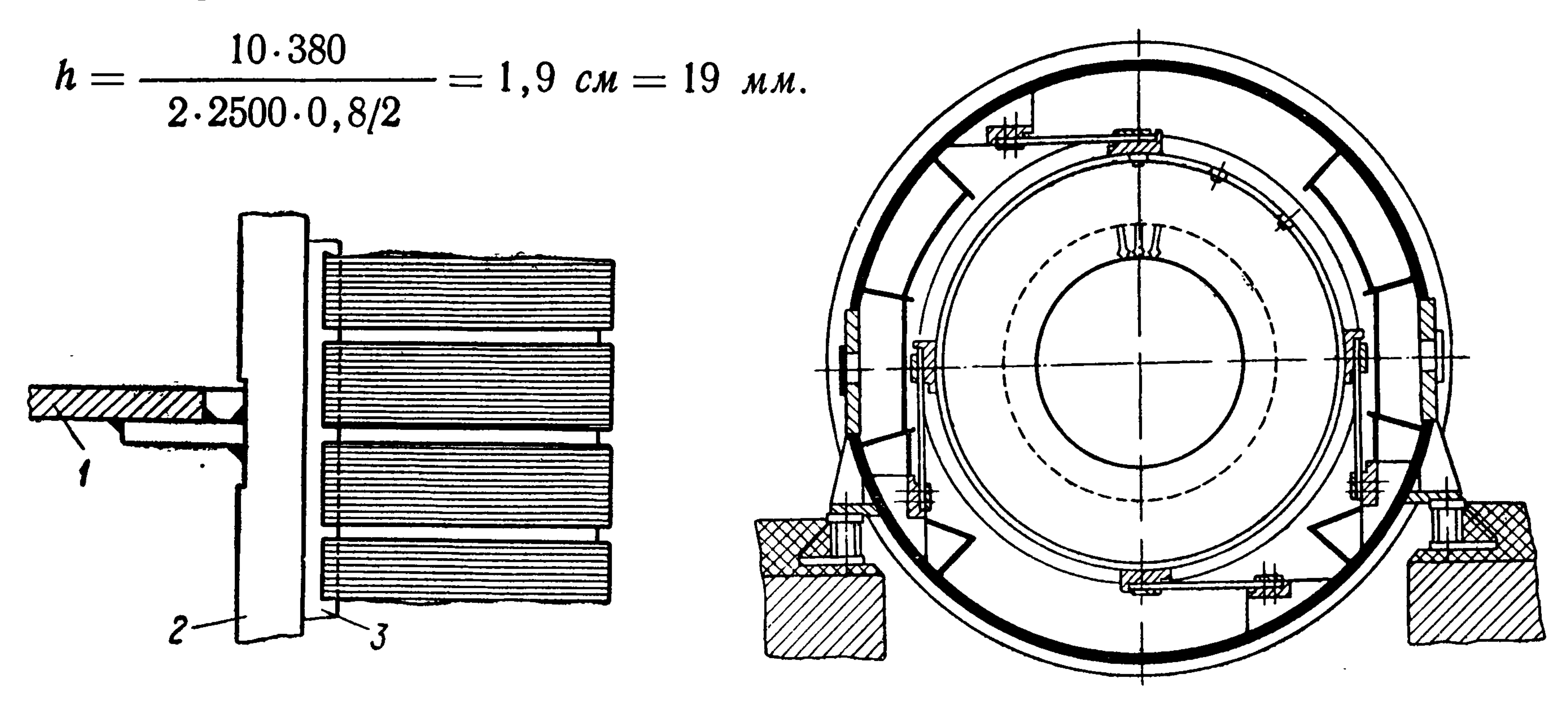


Рис. 8-5. Сварка бруса для клиньев с радиальной стенкой корпуса после закладки пробного шихтованного пакета

1 — радиальная стенка корпуса; *2* — брус для установки клиньев; *3* — клин

Рис. 8-6. Упругая подвеска пакета активной стали в корпусе статора

У крупных генераторов отдельные сегменты активной стали крепятся посредством ласточкиных хвостов или круглых шпонок, а опорные клинья для подвески пакета активной стали обычно навешиваются на вваренные в корпус несущие балки (см., например, рис. 6-8 и 6-10, *б*).

У машин с очень большим диаметром за последнее время обработка расточки корпуса, т. е. вваренных несущих балок, не производится и применяются конструкции, при которых только после закладки пробного шихтованного пакета к корпусу приваривается клиновая планка (рис. 8-5). Часто ради снижения объема обработки идут еще дальше, например, для разъемных корпусов поверхности стыковых разъемов с обеих сторон обрабатывают по отдельности на небольших станках и затем эти части вваривают в корпус в сболченном виде. После сварки стыковые разъемы снова развинчиваются, так что корпус становится опять составным из нескольких частей. Аналогичным образом поступают в отношении нижних опорных фланцев и несущих крестовин корпусов вертикальных генераторов.

У крупных турбогенераторов корпус иногда подразделяется радиально и при этом шихтованная активная сталь помещается в цилиндр, который вместе с шихтованным пакетом и обмоткой вдви-

гается в основной корпус при монтаже. При этом соединение между внутренним и наружным корпусами выполняется во многих случаях пружинным (например, рис. 8-6).

Для небольших корпусов машин переменного тока, включая турбогенераторы, в настоящее время часто применяются экономичные с точки зрения обработки конструкции. Типичный пример приведен на рис. 8-7.

Шихтованный и спрессованный на специальном приспособлении пакет активной стали статора имеет выштампованные пазы, в которые вваривается несущая балка *1*.

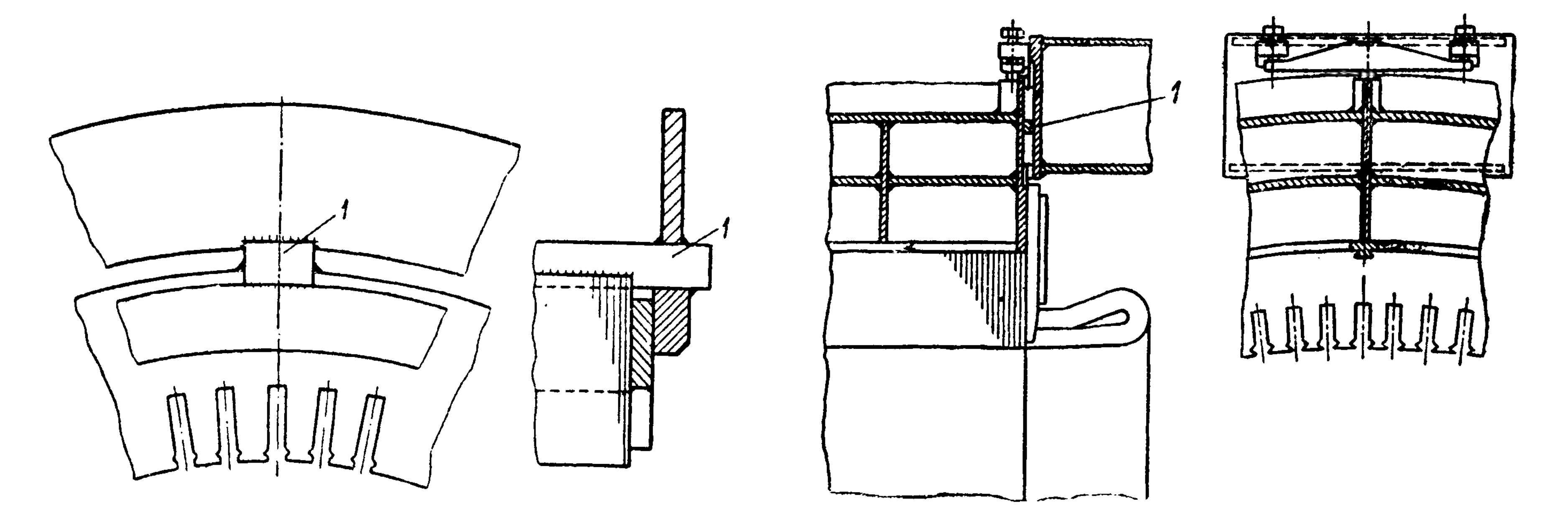


Рис. 8-7. Пакет активной стали статора с вваренной несущей балкой *1*

Рис. 8-8. Упругое соединение статора с фундаментом для компенсации тепловых расширений пакета активной стали

1 — поперечное сечение клина

В вертикальных гидрогенераторах с большим числом полюсов, а следовательно, с низкой спинкой активной стали статора возникает опасность перекоса листов вследствие их тепловых расширений. Эффективное средство для предотвращения этого заключается в том, что корпус так закрепляется на фундаментных листах или опорном кольце и т. д., чтобы он мог расширяться по диаметру. Принципиальный эскиз такой установки корпуса на опорном кольце показан на рис. 8-8.

В машинах переменного тока магнитные поля вращаются с частотой вращения ротора. Эти поля стремятся превратить пакет активной стали у двухполюсных машин во вращающийся эллипс, у четырехполюсных машин — во вращающийся четырехугольник, у шестиполюсных машин — во вращающийся шестиугольник и т. д. Эти деформации листовой стали являются одной из причин магнитного шума (см. стр. 47) и вибраций корпуса статора. У двухполюсных турбогенераторов эти магнитные поля являются причиной вибраций корпуса статора с двойной частотой вращения.

В крупных турбогенераторах стремятся изолировать эти колебания от фундамента, и поэтому пакет активной стали статора часто упруго закрепляется в корпусе статора. В конструкциях, у которых применяется отдельный внутренний корпус, последний амортизируется относительно наружного корпуса статора (например, рис. 8-6), в то

время как в конструкциях, у которых внутренний корпус не предусматривается, амортизируются клиновые планки, несущие на себе пакет активной стали.

При разработке конструкции маловибрационных корпусов машин переменного тока необходимо следить за тем, чтобы корпус и пакет активной стали не могли приводиться вращающимися магнитными полями в состояние резонансных колебаний. Частота возбуждения этих колебаний соответствует частоте вращения, умноженной на число полюсов.

Собственная частота корпуса с его элементами жесткости поддается расчету лишь с очень большим трудом и обычно определяется путем измерений при ударах по нему или при возбуждении местных колебаний посредством вибратора. Пакет активной стали может для практических целей рассматриваться как замкнутое тонкое круглое кольцо,[1] и его собственная изгибная круговая частота при колебаниях в плоскости кольца рассчитывается по уравнению

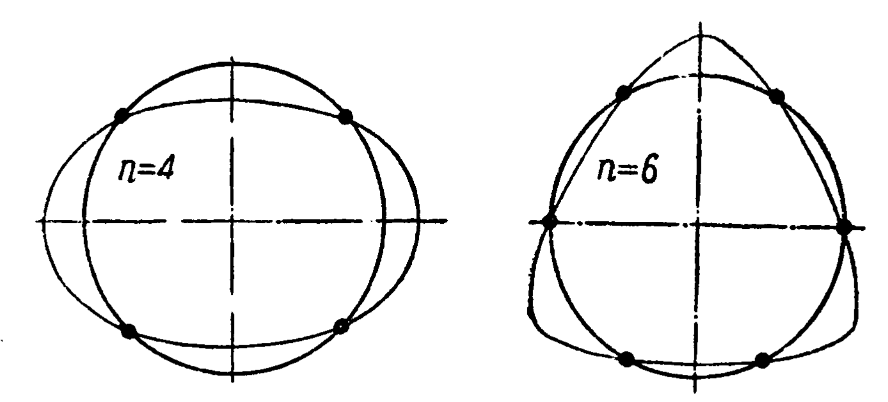


Рис. 8-9. Формы собственных изгибных колебаний упругого круглого кольца

$$\nu_n = \frac{n(n^2-4)}{4\sqrt{n^2+4}}\sqrt{\frac{EI}{Ar^4\rho}}, \quad n = 4, 6, 8 \ldots, \qquad (8\text{-}2)$$

где ν_n — собственная круговая частота, $1/сек$; n — число узлов формы собственных колебаний (рис. 8-9); E — модуль упругости, $кГ/см^2$; I — момент инерции поперечного сечения корпуса, $см^4$; A — поперечное сечение, $см^2$; ρ — плотность, $кГ \cdot сек^2/см^4$; r — радиус, $см$.

Б. Машины постоянного тока. Корпус (станина) машин постоянного тока служит (см. стр. 226) в первую очередь для проведения магнитного потока главных и добавочных полюсов. Поэтому корпусы (станины) машин постоянного тока выполняются из стального литья, толстолистовой или шихтованной листовой стали. Толщина стенки корпуса или его продольное сечение выбирается для обеспечения необходимой магнитной индукции, т. е. магнитное продольное сечение корпуса должно быть приблизительно равно половине поперечного сечения главных полюсов. Диаметр корпуса или разность между внутренним радиусом корпуса и радиусом ротора задается пространством, необходимым для размещения главных и добавочных полюсов и их обмоток (рис. 8-10). При малых числах полюсов (4,6 или 8 полюсов) часто бывает целесообразно выполнять корпус многоугольным (рис. 8-10, *а*).

В корпусах из стального литья, например, у тяговых двигателей постоянного тока, для которых важную роль играет малый вес, продольное сечение корпуса может быть уменьшено по осям главных

---

[1] Для толстых колец см. K u h l W. Messungen zu den Theorien der Eigenschwingungen von Kreisringen beliebiger Wandstärke. Akust. Z. 7, 1942, S. 125—152.

полюсов, так как поток, переходящий с главного полюса на корпус, равномерно распределяется по всей ширине полюса.

Для машин постоянного тока с высокими динамическими нагрузками магнитной цепи, например при питании от статических выпрямителей, высоких скоростях нарастания тока якоря, а также быстром возбуждении поля, необходимо набирать корпусы из шихтованной

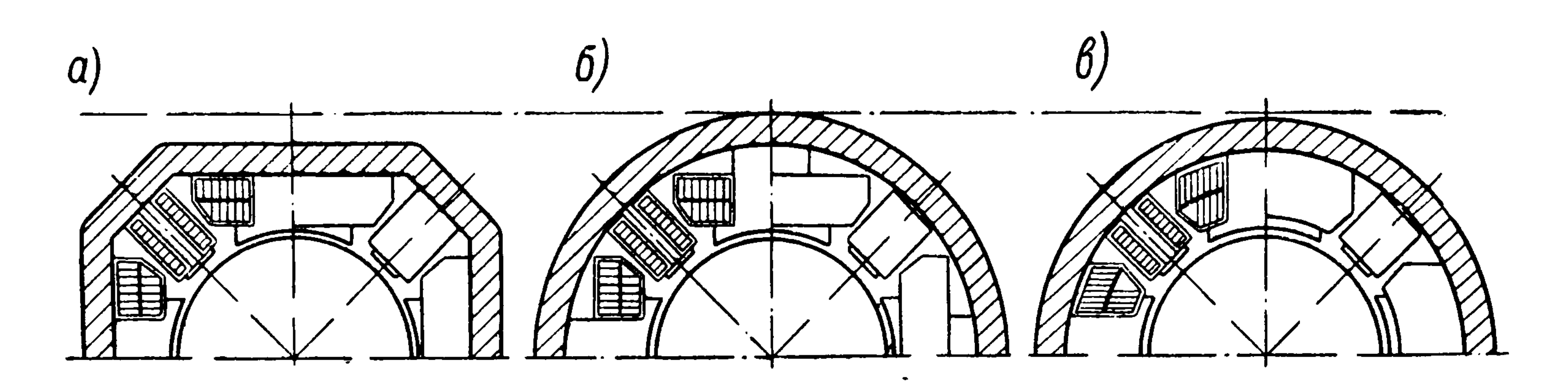


Рис. 8-10. Различные формы корпусов (станин) машин постоянного тока и расположение обмоток главных и добавочных полюсов: *а* — литой или кованый многоугольный корпус (хорошее использование обмоточного пространства); *б* и *в* — сварные круглые корпусы с хорошим использованием обмоточного пространства в случае *в* за счет подгонки катушек к контуру корпуса

листовой стали. При этом, как правило, можно обойтись без «идеальной шихтовки», т. е. шихтованных листов толщиной 0,5 *мм* с изоляцией и стянутых изолированными болтами, и изготавливать пакет активной стали корпуса из штампованных неизолированных и нетравленных сегментов по крайней мере с двумя стяжными болтами на каждый сегмент (рис. 8-11). Сегменты шихтуются на болты, а сами болты свариваются с обеих сторон с нажимными кольцами после сжатия пакета давлением. Остаточная сила сжатия должна составлять по крайней мере 10 *кГ/см*². Так как после прекращения сжатия внешним давлением пресса болты под действием сил упругости пакета корпуса удлиняются, то давление сжатия прессом должно быть значительно более высоким, как это было показано в примере сборки шихтованных полюсов на стр. 172.

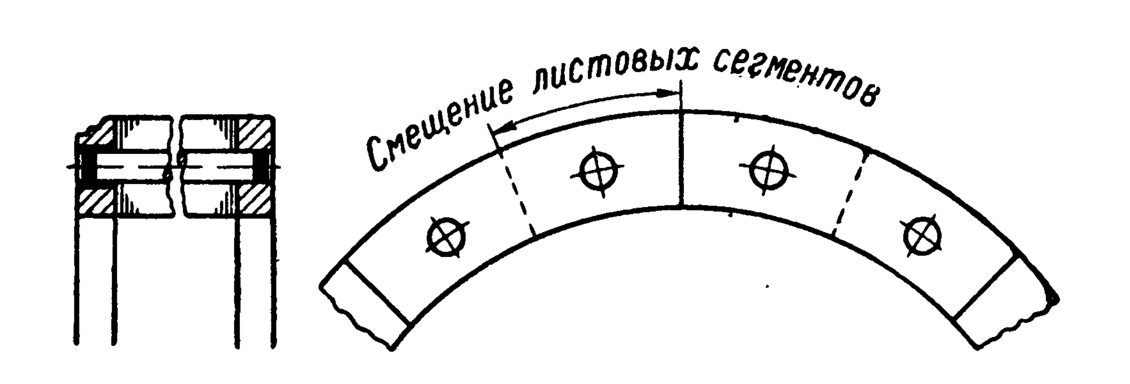


Рис. 8-11. Шихтованная станина машины постоянного тока

Часть корпуса, образующая коллекторное пространство, т. е. не служащая для проведения магнитного потока и выполняемая поэтому из относительной тонкой листовой стали, сваривается с шихтованной частью корпуса (рис. 8-12, *а*).

Для больших корпусов, как правило, бывает достаточно прямоугольного продольного сечения, которое выбирается только с учетом магнитных характеристик и без учета особых требований в отношении жесткости формы. Для обеспечения жесткости формы массивных корпусов необходимо профилированное продольное сечение (рис. 8-13),

а для шихтованных корпусов требуется дополнительное применение двух или нескольких несущих щек (рис. 8-14), которые переходят в лапы корпуса.

Для корпусов, состоящих из двух частей, принято применять болтовые соединения в стыковых разъемах приблизительно в соответствии с рис. 8-3.

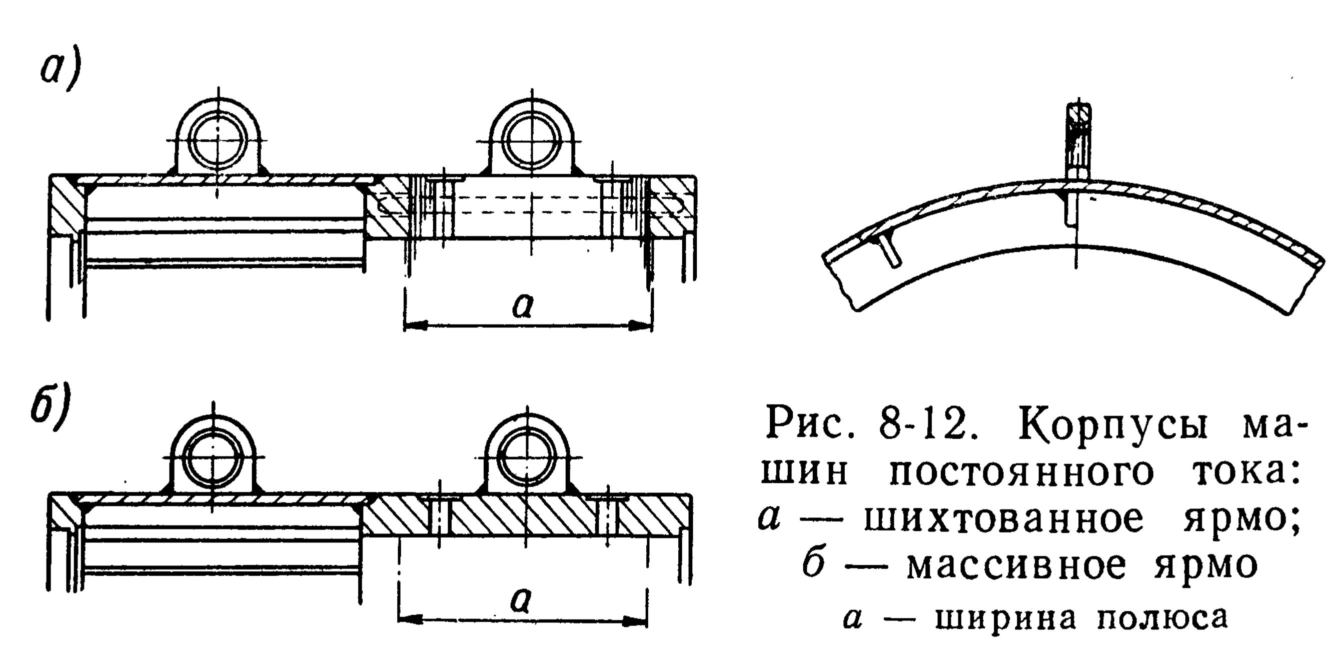


Рис. 8-12. Корпусы машин постоянного тока:
а — шихтованное ярмо;
б — массивное ярмо
а — ширина полюса

В некоторых случаях, например у тяговых машин и электродвигателей пульсирующего тока, когда с учетом высоких динамических нагрузок шихтованные корпусы не желательны, можно в утоненный массивный корпус встраивать шихтованные главные полюсы с мостами добавочных полюсов.

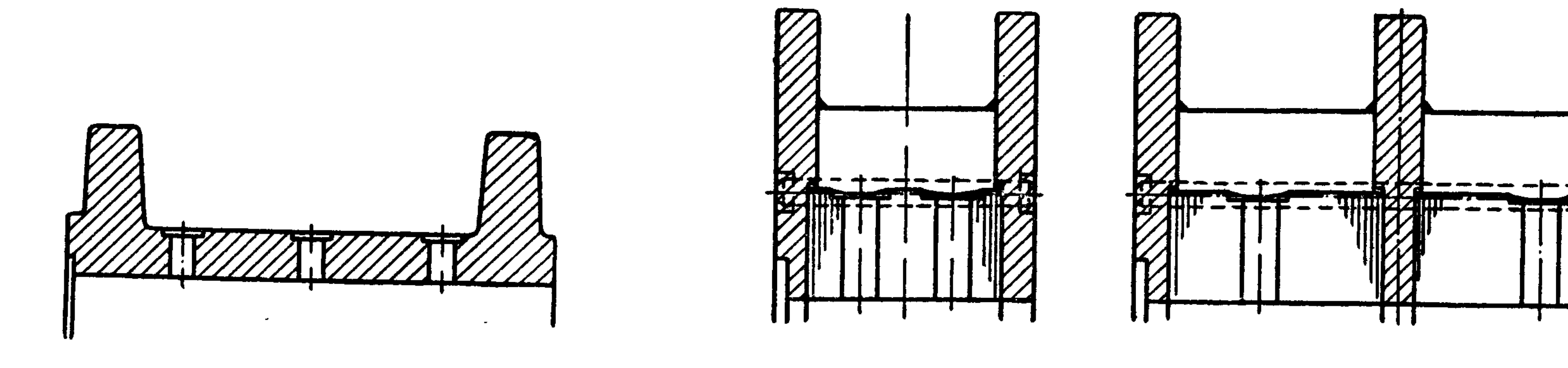


Рис. 8-13. Профилированная массивная магнитная станина машины постоянного тока

Рис. 8-14. Шихтованный магнитный корпус машины постоянного тока, подкрепленный несущими щеками

В противоположность массивному корпусу (рис. 8-12, *б*) при применении шихтованного корпуса (рис. 8-12, *а*) собственно магнитная станина укорочена до длины главных полюсов (приблизительно равной длине шихтованной станины). При массивных корпусах можно, при условии сохранения равного магнитного сечения, выполнять ярмо более тонким и удлиненным за главные полюсы, благодаря чему снижается вес машины (рис. 8-12, *б*).

В. Расчет деформаций. Ввиду большого воздушного зазора синхронных машин и машин постоянного тока, у этих машин обычно допустимы небольшие деформации корпуса, и поэтому расчета корпуса как такового не требуется. Однако целесообразно и практически принято производить сравнительную оценку изгибной жесткости корпусов машин различной величины.

Для горизонтальных синхронных машин с очень большим диаметром и очень малой длиной активной стали, для всех асинхронных машин и крупных машин постоянного тока, т. е. для машин, которые более чувствительны к деформации, такая сравнительная оценка деформации корпусов или их моментов инерции необходима всегда. Механические напряжения имеют обычно второстепенное значение. Максимальная радиальная деформация корпусов машин в смонтированном состоянии не должна превышать 1/10 величины воздушного зазора.

1. Приближенные формулы. Для сравнения деформаций от собственного веса можно, например, использовать прогиб вершины замкну-

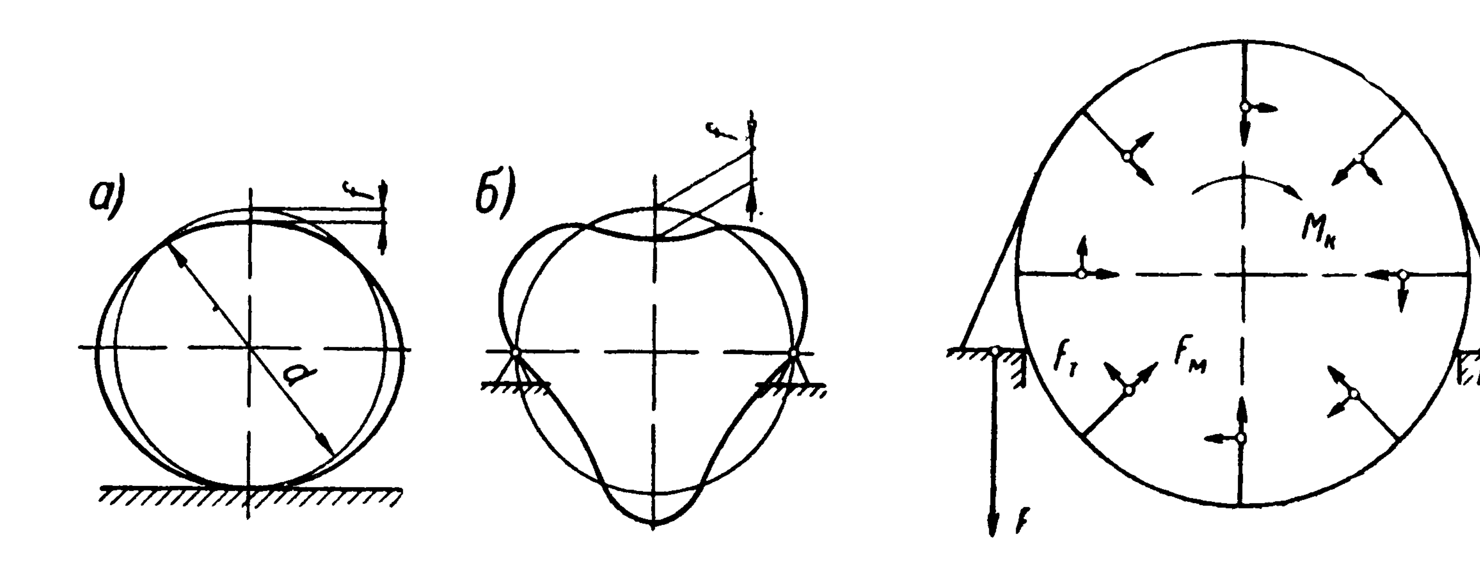


Рис. 8-15. Упругий прогиб верхней точки статора под действием веса активной стали

Рис. 8-16. Силы, действующие на статор вследствие вращающего момента и магнитного тяжения

того кругового кольца, нагруженного весом пакета активной стали или полюсов (рис. 8-15). По справочнику Хютте (Hutte) [1] он составляет

$$f = \varkappa q r^4 / EI, \tag{8-3}$$

где $\varkappa = 0{,}0135$ при опоре по рис. 8-15, *а*; $\varkappa = 0{,}467$ при опоре по рис. 8-15, *б*; f — прогиб вершины, *см*; q — вес на единицу длины в окружном направлении, *кГ/см*; r — радиус, *см*; E — модуль упругости, *кГ/см²*; I — момент инерции, *см⁴*; EI — изгибная жесткость, *кГ·см²*.

Очевидно, что независимо от типа опоры выражение qr^4/EI имеет определяющее значение для величины деформации под действием собственного веса, и поэтому его можно понимать как характеристический коэффициент. Для оценки влияния вращающего момента ($\sim P/n$) и магнитного тяжения Лившитц [2] предлагает для машин переменного тока следующее значение минимальной изгибной жесткости:

$$(EI)_{\min} = 50\,000 P r_s^2 / (n\delta) \tag{8-4}$$

и для машин постоянного тока эмпирическую величину

$$(EI)_{\min} = 0{,}58 D^2 l r_s^2, \tag{8-5}$$

[1] Hütte IV A, 18. Aufl., S. 181.

[2] Liwshitz-Glöckner. Die Elektr. Masch. Bd. II, Konstruktion und Isolierung. BG. Teubner, 1931, S. 179, 188.

где P — мощность, *квт*; n — скорость вращения, *об/мин*; δ — воздушный зазор, *см*; r_s — радиус центра тяжести корпуса; *см*; D — диаметр якоря, *см*: l — аксиальная длина пакета активной стали, *см*; E — модуль упругости корпуса, *кГ/см²*; I — момент инерции корпуса, *см⁴*.

Для современных машин эти величины несколько велики (они находятся на «надежной стороне»), и, следовательно, их вряд ли можно рассматривать как минимальные. Для крупных шихтованных корпусов машин постоянного тока, которые всегда изготавливаются с несущими торцовыми плитами, в расчет для определения момента инерции или сопротивления в качестве несущих элементов принимаются сами несущие щеки и только часть аксиальной длины шихтованной кольцевой станины. Аксиальная часть, которая добавляется к каждой несущей щеке, как правило, равна радиальной высоте шихтованной части, но в целом максимально равна половине аксиальной длины шихтованной части.

2. *Уточненный расчет.* Точный расчет напряжений и, особенно, деформаций корпуса весьма трудоемок, тем более, что значительное влияние оказывают условия заделки лап машины. Замкнутое, опирающееся на лапы круглое кольцо при заданной нагрузке имеет несколько статически неопределимых величин, и его расчет относится к области технической механики.[1] Нагрузка корпуса складывается из веса корпуса, включая полюсы, обмотки и т. д., магнитного тяжения и вращающего момента.

Из действующих на корпус сил наибольшее влияние оказывает вращающий момент.

На магнитный корпус машины постоянного тока (рис. 8-16) вращающий момент действует в основном в виде тангенциальных (касательных) сил F_T на обращенных к ротору сторонах полюсных башмаков каждого полюса. Реакция фундамента F уравновешивает тангенциальные силы. Магнитное тяжение действует на поверхность полюсных башмаков в виде направленных радиально внутрь элементарных сил F_M. Оно рассчитывается приближенно для каждого полюса по уравнению [2]

$$F_M = (B/5000)^2 l b_p, \qquad (8\text{-}6)$$

где F_M — магнитное тяжение, *кГ*; B — индукция в магнитном зазоре, *гс*; l — длина активной стали, *см*; b_p — полюсная дуга, *см*.

Влияние собственного веса рассматривается на стр. 241.

1. Предварительный затяг болтовых креплений полюсов. Сила предварительного затяга F_V полюсных болтов создает напряжение по поверхности контакта полюса со станиной

$$\sigma = F_V/(lb). \qquad (8\text{-}7)$$

---

[1] См., например, Biezeno u. Grammel. Technische Dynamik, Springer, 1953, Bd. 1, S. 362 ff.; Hütte, 28. Aufl., Bd. IVa, S, 172 ff.

[2] Для некомпенсированного магнитного тяжения при эксцентричном положении ротора относительно статора см. формулу (11-42).

Относительно точки O (рис. 8-17, *а*) тангенциальная сила F_T создает статический момент

$$M_b = F_T h \tag{8-8}$$

с краевыми напряжениями при изгибе величиной

$$\sigma_b = M_b/W = 6F_T h/(b^2 l). \tag{8-9}$$

Оба напряжения σ и σ_b должны взаимно налагаться (рис. 8-17, *б*).

При расчете нагрузки на болты магнитное тяжение отпадает, так как сила магнитного сцепления F'_M, с которой полюс сцепляется со станиной при замкнутом магнитопроводе, будет на станине больше, чем радиальное тяжение F_M на полюсном сердечнике. Избыток силы

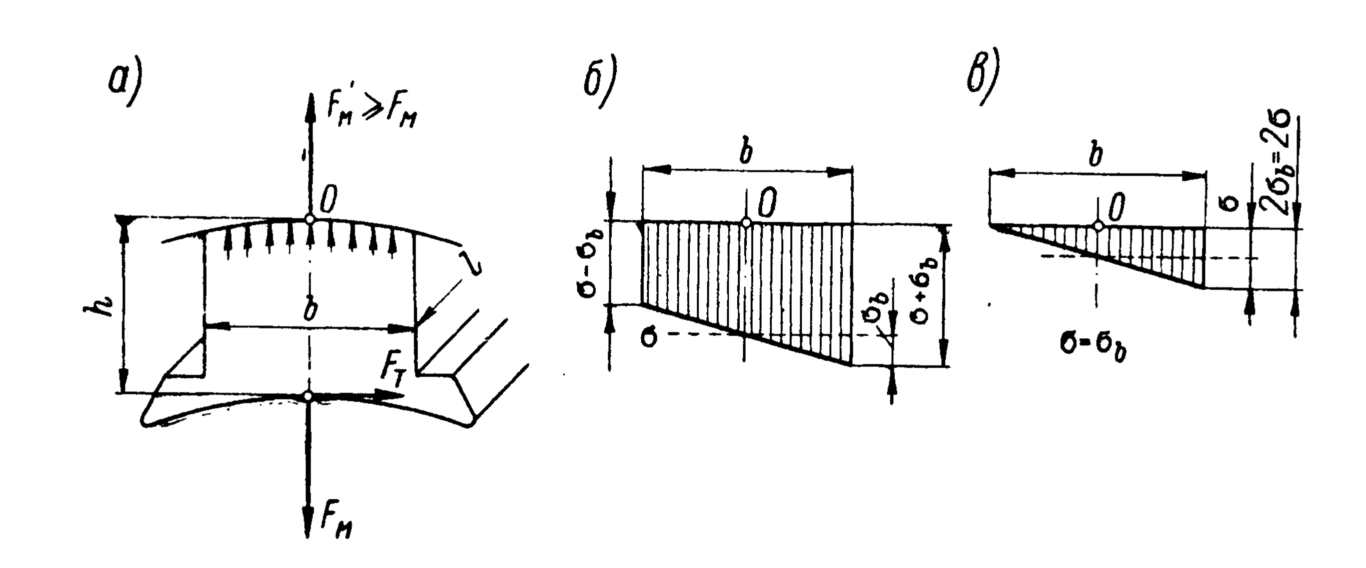


Рис. 8-17. Силы, действующие на полюс, и распределение нажатия по поверхности прилегания полюса вследствие вращающего момента и магнитного тяжения

магнитного тяжения, который разгружает болты, не учитывается. С $F_M = F'_M$ общее краевое нажатие будет составлять

$$\sigma_R = \sigma \pm \sigma_b. \tag{8-10}$$

Для того чтобы не было отрыва полюса от поверхности его прилегания, необходимо выполнение неравенства:

$$\sigma - \sigma_b \geqslant 0. \tag{8-11}$$

Для предельного случая $\sigma = \sigma_b$ (рис. 8-17, *в*) по уравнениям (8-7) и (8-9) минимальная сила предварительного затяга будет составлять

$$F_{V\min} = 6F_T h/b. \tag{8-12}$$

2. Силы от вращающего момента и магнитного тяжения в многополюсных машинах. Для многополюсных машин при прикидочных расчетах нагрузка может быть без сколь-либо существенных погрешностей сведена к линейным нагрузкам. После того как станина идеализирована в виде тонкого, жесткого на изгиб кольца вдоль среднего волокна станины (нейтральное при изгибе волокно поперечного сечения), силы F_T и F_M приводятся к точкам O кольца (рис. 8-18, *а*), причем, кроме F_T и F_M, действует также и изгибающий момент $M = F_T h'$ (рис. 8-18, *б*). Если умножить

эти величины на число полюсов z и разделить на длину окружности, то получим три искомые линейные нагрузки (рис. 8-18, *г*):

$$\left.\begin{aligned} m = Mz/(2r\pi) = F_T h' z/(2r\pi) = f_T h'; \\ f_T = F_T z/(2r\pi); \quad f_M = F_M z/(2r\pi). \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}13)$$

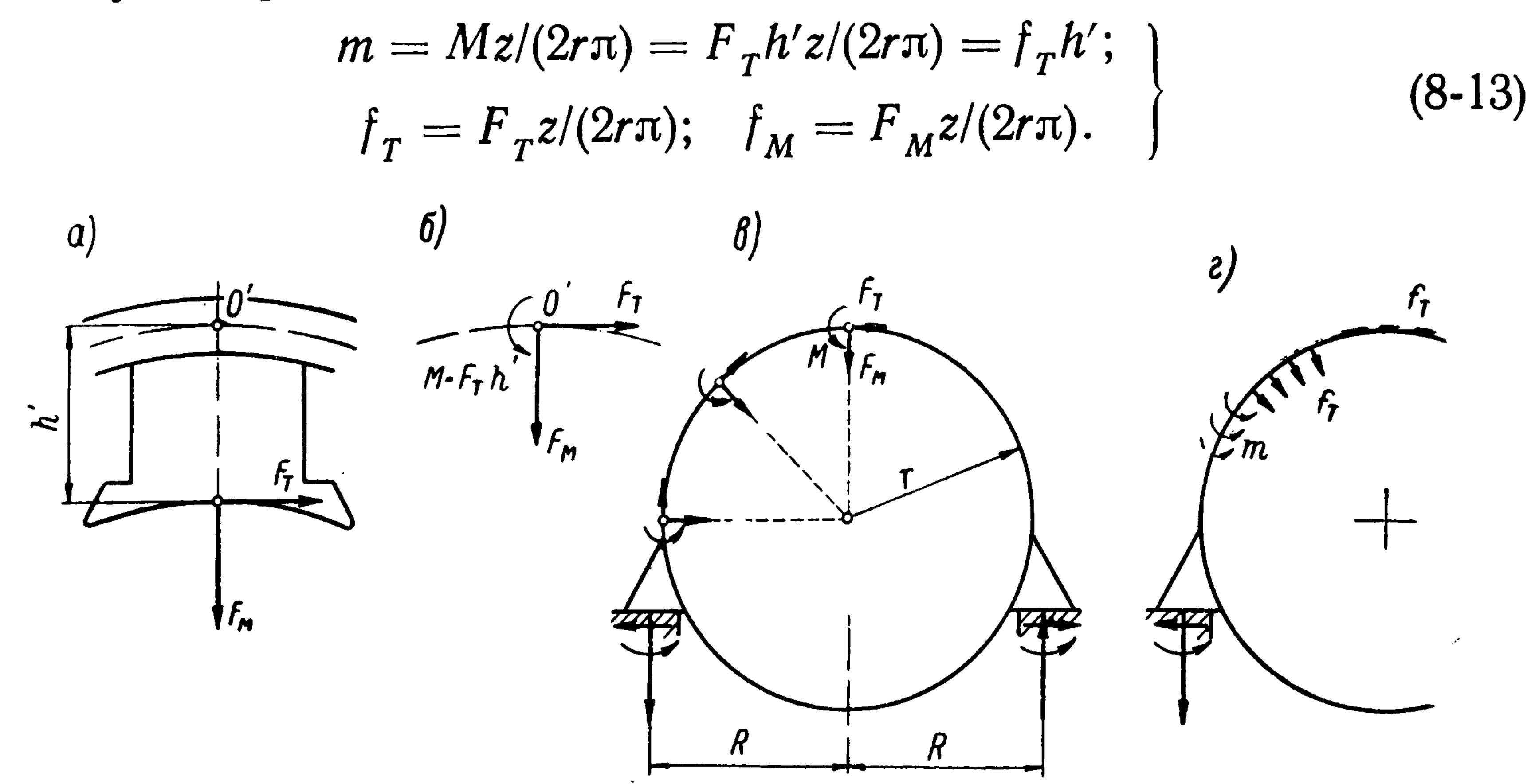


Рис. 8-18. Приведение сил, возникающих вследствие вращающего момента и магнитного тяжения, к линейным нагрузкам

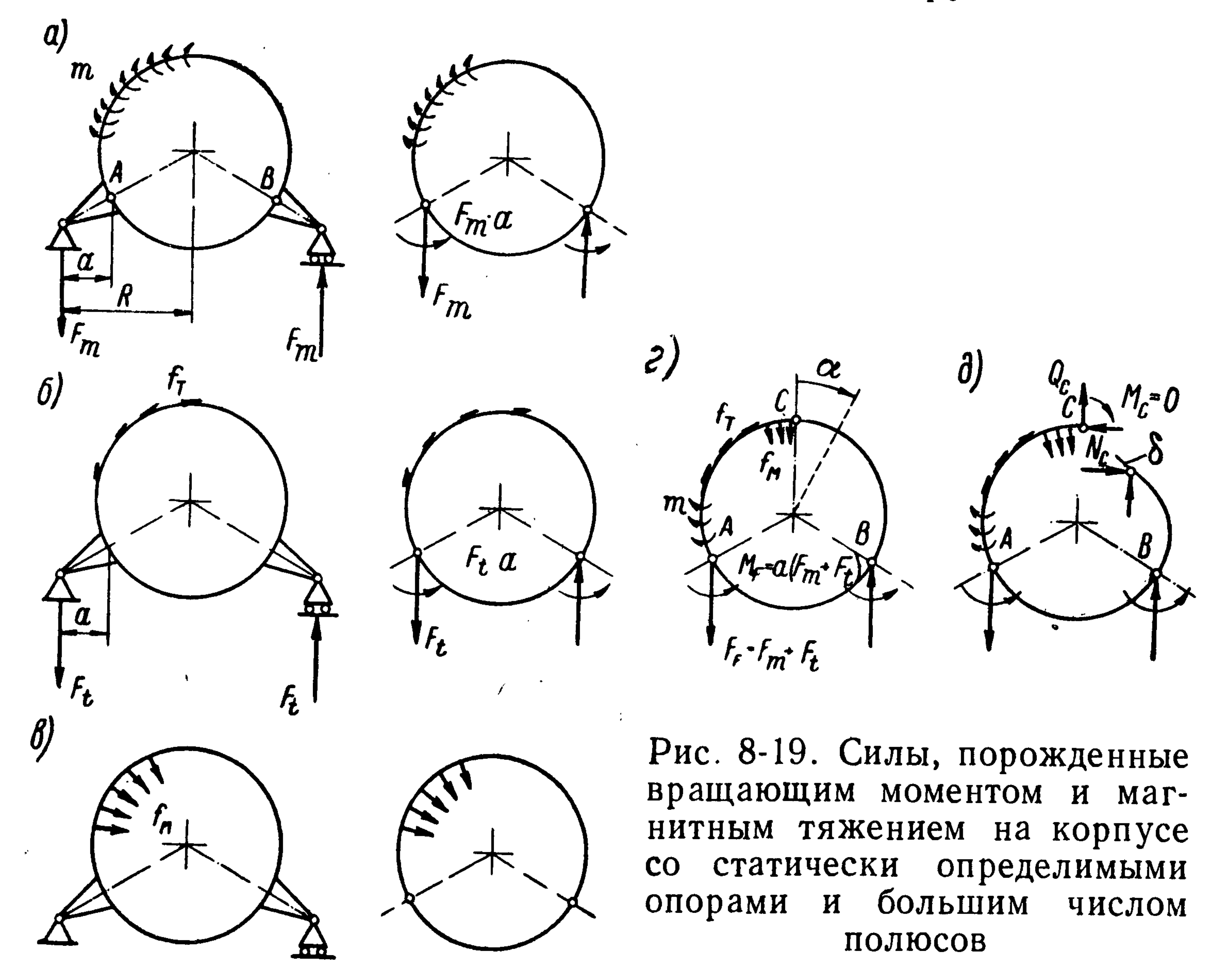


Рис. 8-19. Силы, порожденные вращающим моментом и магнитным тяжением на корпусе со статически определимыми опорами и большим числом полюсов

Для того чтобы были известны все силы, действующие на кольцо, необходимо, кроме этих внешних нагрузок (не считая собственного веса), установить также реакцию лап.

Для простоты [1] предполагаем, что корпус опирается на фундамент статически определенно (рис. 8-19), и находим реакции на лапы раз-

[1] С другими условиями заделки читатель может познакомиться в соответствующей литературе по технической механике.

дельно для трех линейных нагрузок: m, f_T и f_M. Радиально направленная нагрузка f_M вызывает только стягивание корпуса, не изменяя его круглой формы (рис. 8-19, *в*), и на круглое кольцо не действуют никакие реакции. Нагрузка m, проинтегрированная по окружности, создает чистый момент $m2\pi r$, который компенсируется противодействующим моментом $F_m 2R$ пары сил реакций (рис. 8-19, *а*). Следовательно, силы реакции составляют

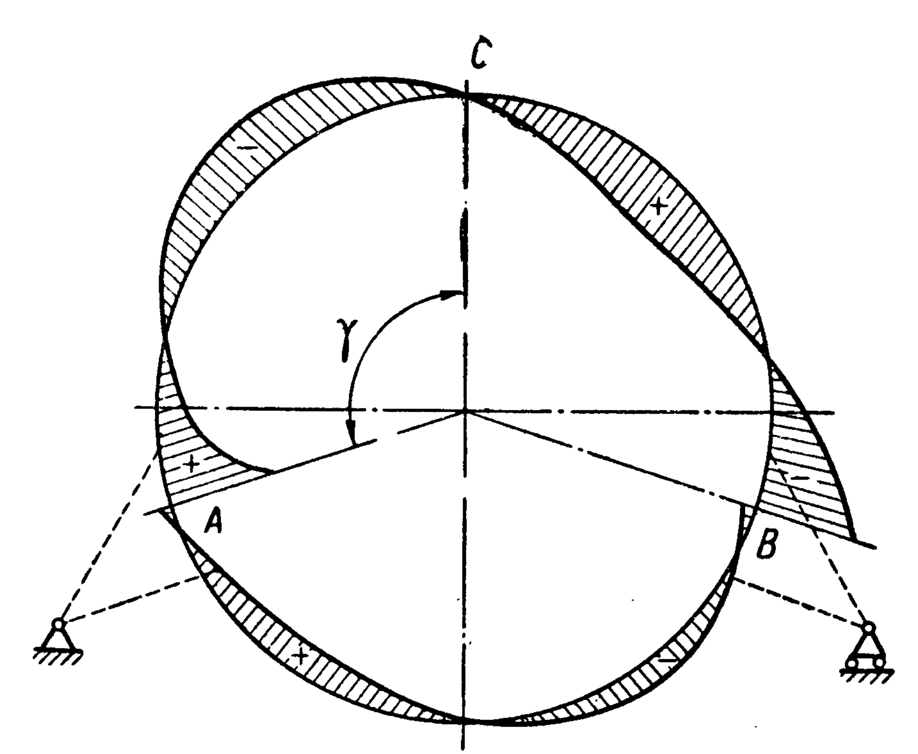


Рис. 8-20. Распределение изгибающего момента по окружности корпуса вследствие действия на корпус вращающего момента и магнитного тяжения

$$F_m = m\pi r/R. \qquad (8\text{-}14)$$

Нагрузка f_T, также проинтегрированная по окружности, создает момент $f_T 2\pi r^2$, который воспринимается противодействующим моментом силы реакции $F_t 2R$ (рис. 8-19, *б*). Следовательно, будет

$$F_t = f_T \pi r^2/R. \qquad (8\text{-}15)$$

Взаимное наложение сил, действующих на опоры, и приведение их к точкам A и B среднего волокна кольца дает результирующую силу F_F и результирующий изгибающий момент M_F (рис. 8-19, *г*) величиной:

$$\left.\begin{aligned} F_F &= F_m + F_t = \frac{\pi r}{R}(m + f_T r); \\ M_F &= (F_m + F_t)\,a = \frac{\pi r a}{R}(m + f_T r). \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}16)$$

После определения этих реакций будут известны все силы, действующие на кольцо корпуса.

Для определения размеров площади какого-либо поперечного сечения α кольца (рис. 8-19, *г*, *д*) необходимо мысленно разрезать кольцо в каком-либо выбранном месте, чтобы сделать его статически определимым. В данном случае это целесообразно сделать по вершине C, так как здесь ввиду асимметричной нагрузки изгибающий момент исчезает. Следовательно, здесь необходимо еще так определить неизвестную вначале поперечную силу Q_c и неизвестную нормальную силу N_c, чтобы под действием всех сил обращался в нуль относительный сдвиг δ концов сечения. С известными теперь силами Q_c и N_c можно рассчитать размеры любого сечения α. Обычно принято определять только изгибающие моменты по окружности, так как доля участия поперечных и продольных сил в деформации кольца пренебрежимо мала. При этом мы получим распределение изгибающих моментов, изображенное на рис. 8-20. Отсюда можно рассчитать деформацию кольца.

3. Влияние собственного веса. При условии статически определимых опор давление лап на опорную поверхность составляет $F = G/2$. Внутренние силы в сечении опять-таки целесооб-

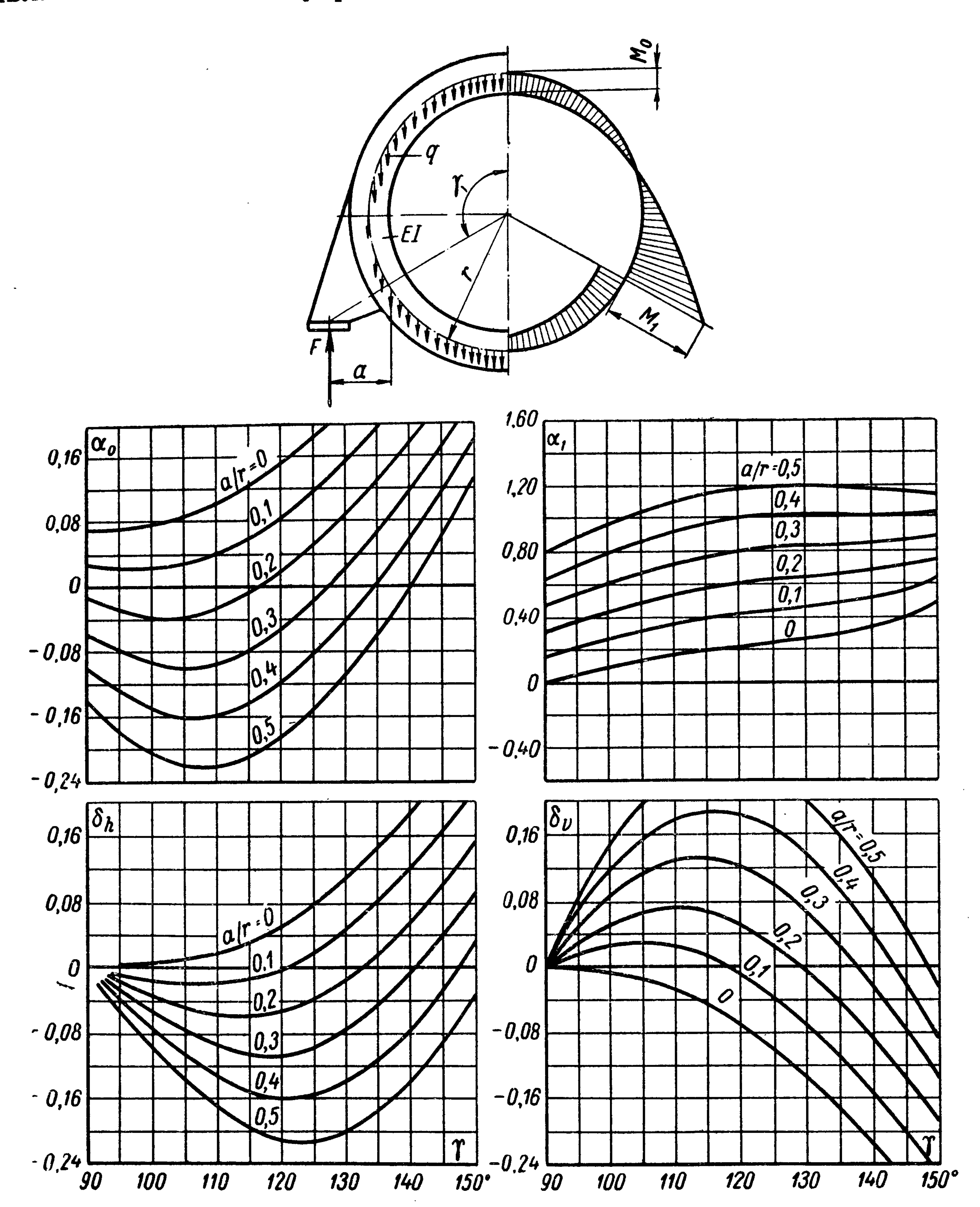


Рис. 8-21. Изгибающие моменты и деформации корпуса статора под действием собственного веса

разно определять путем мысленного разрезания кольца по вершине (отсутствие поперечной силы вследствие условия симметрии). По Алексееву [1] можно при этой упрощающей предпосылке относительно опоры корпуса установить изгибающий момент M_0 на вершине, M_1

[1] Алексеев А. Е. Конструкция электрических машин. Госэнергоиздат, 1958, стр. 379—382.

в месте крепления лап, а также изменение диаметра f_v в вертикальном и f_h в горизонтальном направлениях; все величины приводятся в зависимости от параметров γ и a/r (рис. 8-21). При этом будет $M_0 = \alpha_0 qr^2$; $M_1 = \alpha_1 qr^2$, где положительный момент M создает деформации: снаружи — растяжение, внутри — сжатие:

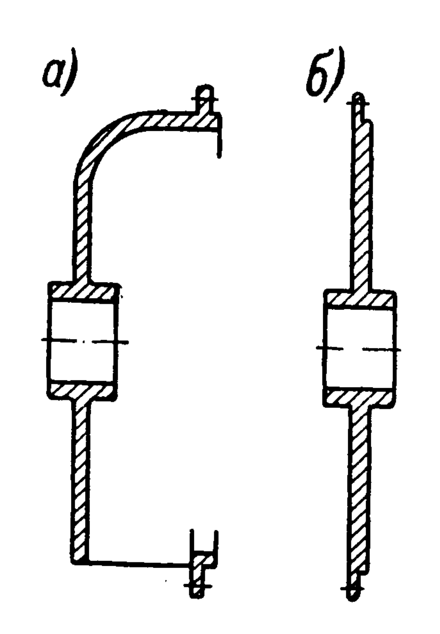
$$f_v = \delta_v \frac{qr^4}{EI}; \quad f_h = \delta_h \frac{qr^4}{EI},$$

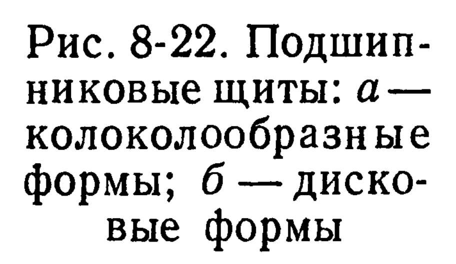
где δ — уменьшение диаметра; $\alpha_0, \alpha_1, \delta_v, \delta_h = f(\gamma, a/r)$ — на рис. 8-21; q, r, E, I — см. уравнение (8-3).

Краевое изгибное напряжение на вершине и в месте крепления лапы рассчитывается, как обычно, с учетом соответствующего момента сопротивления W и изгибающего момента M по формуле $\sigma = M/W$.

8-2. Подшипниковые щиты, несущие крестовины, обшивки

В диапазоне применения литых корпусов подшипниковые щиты обычно также выполняются литыми из того же материала (легкие сплавы, серый чугун или стальное литье), что и корпусы. Для подшип-




Рис. 8-22. Подшипниковые щиты: *а* — колоколообразные формы; *б* — дисковые формы

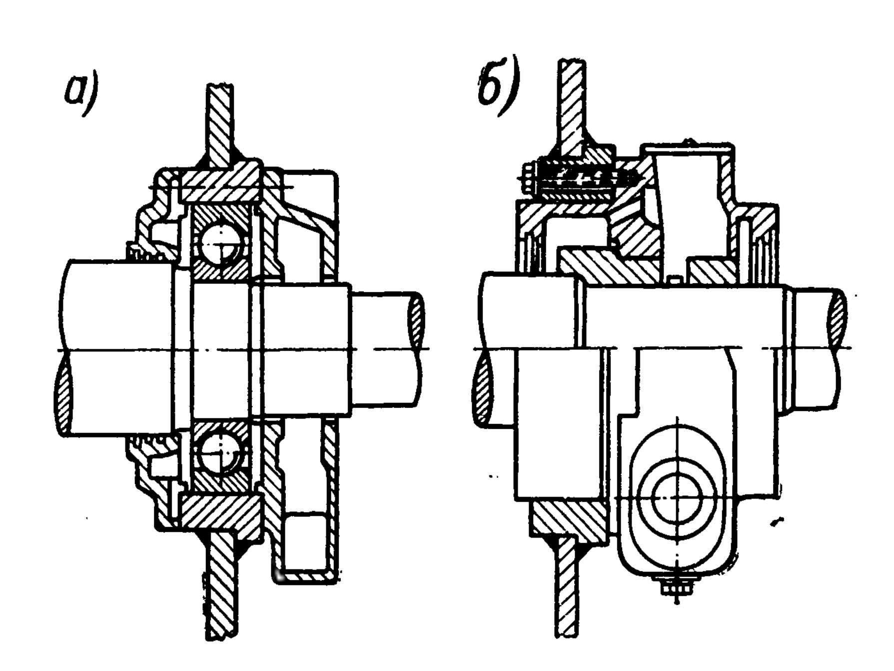


Рис. 8-23. Подшипниковый щит: *а* — с установленным подшипником качения; *б* — с головкой для подшипника скольжения

никовых щитов из легкого сплава ступица щита для установки подшипника качения часто армируется во время отливки щита кольцом из серого чугуна, стали или металлокерамического сплава. Если корпус выполняется сварным, то подшипниковые щиты обычно также бывают сварными.

Подшипниковые щиты выполняются как колоколообразной, так и дисковой формы (рис. 8-22). При колоколообразной форме отверстия для входа и выхода воздуха, соответствующие определенным типам защищенности, предусматриваются обычно в подшипниковом щите. Дискообразные подшипниковые щиты не имеют вентиляционных отверстий, последние при этом располагаются в корпусе.

Подшипниковые щиты предпочтительно используются для установки подшипников качения, однако в особенности для быстроходных

средних машин они выполняются также и со ступицами для установки подшипников скольжения. Эти ступицы могут отливаться как единое целое вместе со щитом или же, если позволяют размеры, ступица подшипника скольжения устанавливается в отверстие, предусмотренное в щите для подшипника качения (рис. 8-23).

Для спокойного хода машины необходимо обеспечить концентричность заточки корпуса для сопряжения со щитом с отверстием в щите для подшипника и соосность их осей. Поэтому крепление щита должно быть выполнено таким образом, чтобы подшипниковый щит при затяжке крепежных болтов (рис. 8-24) не мог перекашиваться.

Подшипниковые щиты для более крупных машин выполняются иногда подразделенными в горизонтальном направлении.

В турбогенераторах с водородным охлаждением, для которых испытательное давление равно 10 *кГ/см*², и для торцевых закрытий, которые, следовательно, из соображений прочности должны также выполняться очень жесткими, не потребуется никакого лишнего расхода материала, если вместо концевых кожухов будут предусматриваться подшипниковые щиты. Щитовая конструкция подшипников обладает механической изотропией и представляет собой комбинацию водородных уплотнений вала с опорами.

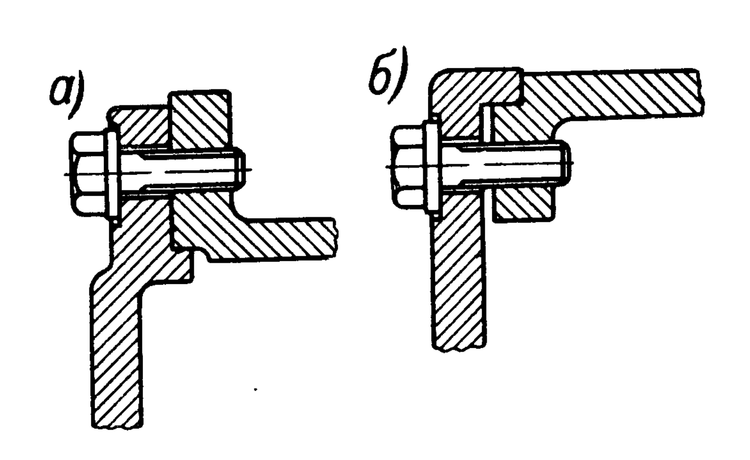


Рис. 8-24. Крепление подшипникового щита: *а* — хорошее; *б* — плохое, так как возможен перекос

На крупных вертикальных машинах, в особенности гидрогенераторах, вместо подшипниковых щитов применяются так называемые несущие крестовины, которые несут на себе подпятник и направляющий подшипник и воспринимают через них вертикальные нагрузки и горизонтальные силы, возникающие вследствие возможного небаланса ротора. Крестовины передают силы либо на корпус (см. рис. 3-7), либо непосредственно на фундамент (см. рис. 3-10).

Нижние несущие крестовины служат также для установки тормозов и опорных приспособлений (домкратов) для приподнятия ротора во время работ на подпятнике (см., например, рис. 3-7 и 3-9). Несущие крестовины выполняются сварными. К центральному барабану, в который встраивается подшипник, крепятся в зависимости от величины генератора от 3 до 8 спиц, несущих и центрирующих центральный барабан. Спицы выполняются в виде профильных или коробчатых балок. Вместо несущих крестовин, которые в соответствии с условиями транспортировки часто выполняются с полностью или частично съемными спицами, применяются также несущие мосты.

Для несущих крестовин и несущих мостов, которые должны через подпятник воспринимать вес ротора и гидравлический упор турбины, производится расчет прогиба и нагрузки на спицы.

У вертикальных генераторов несущие крестовины в большинстве случаев комбинируются с кожухом (обшивкой), для этого между от-

дельными спицами крепятся обшивочные элементы, как это видно на рис. 3-7.

У горизонтальных машин кожухи, состоящие из двух или нескольких частей, свариваются из листовой стали или отливаются из алюминия. На крупных машинах, в особенности при малом числе полюсов, алюминиевые кожухи служат не только для создания направления воздуха, но и для экранирования полей рассеяния лобовых частей

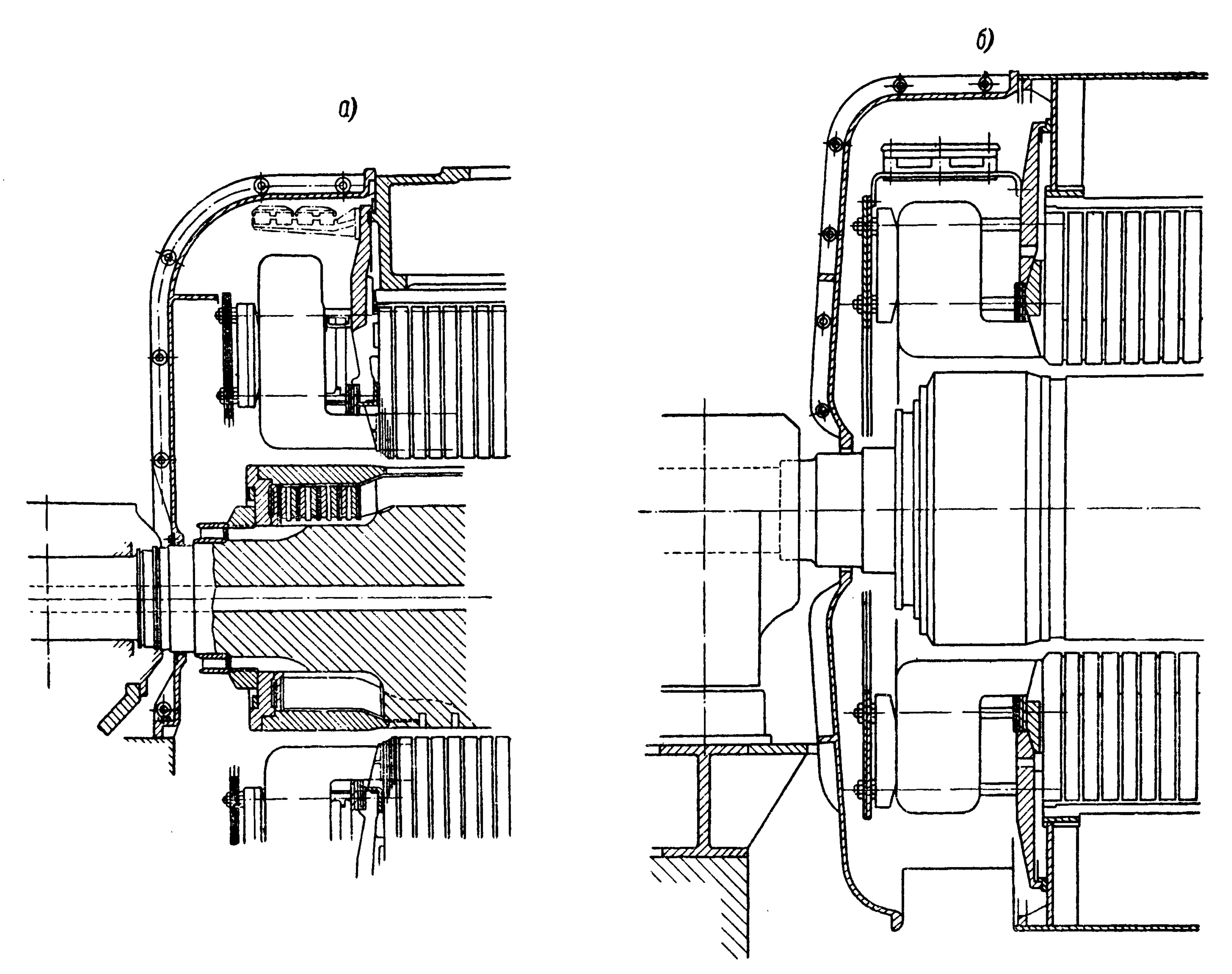


Рис. 8-25. Наружный кожух: *а* — доведенный до фундамента; *б* — доведенный ниже фундаментной плиты

за счет возникающих в кожухе вихревых токов. Для того чтобы предотвратить пригорание в стыковых разъемах кожухов, эти стыки обычно изолируются прокладками из гетинаксовых полос, такими же подкладками изолируются болты стыковых соединений. Все болты кожухов (за исключением тех, которыми кожухи крепятся к корпусу) должны выполняться из немагнитного материала, так как в противном случае в них будет концентрироваться лобовое поле рассеяния и стальные болты могут нагреваться до раскаленного состояния.

Для однофазных машин с малым числом полюсов внутренние кожухи выполняются также из узких изолированных друг от друга сегментов. Во многих случаях кожухи изготавливаются также и из синтетических материалов, однако следует следить за тем, чтобы такому кожуху не приходилось выполнять задачи экранирования.

У крупных горизонтальных машин для организации направления потоков воздуха обшивки (кожухи) в фундаменте могли бы отсутствовать (рис. 8-25, *а*). Однако с целью экранирования лобовых полей рассеяния относительно фундаментной плиты они обычно предусматриваются также и внутри фундамента (рис. 8-25, *б*).

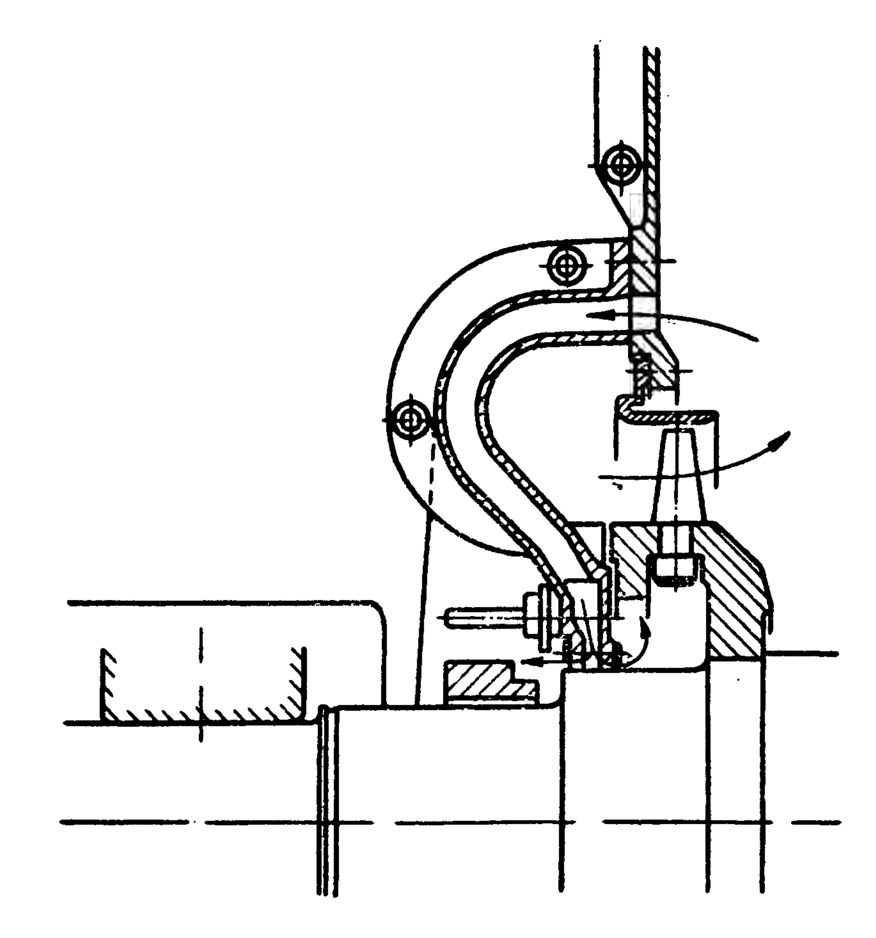


Рис. 8-26. Запорная воздушная камера

Часть кожуха образует так называемые колпаки свежего воздуха (вентиляционные колпаки) — см., например, рис. 3-33. Они подразделяются, как правило, в вертикальном направлении для удобства их сдвигания в сторону. Кожухи или вентиляционные колпаки часто снабжаются запорными воздушными камерами, в которые вводится воздух из напорной полости вентилятора для того, чтобы предотвратить неконтролируемое подсасывание наружного воздуха и особенно масла из подшипников (рис. 8-26).

В кожухах коллекторов машин постоянного тока или коллекторных машин переменного тока часто устраивают съемные крышки с прозрачными окнами, например из плексигласа, для наблюдения за работой коллектора и щеток. Возбудители крупных турбогенераторов в целях борьбы с шумом или обеспечения защиты помещают под так называемые кожухи возбудителей, которые либо настолько велики, что в них может заходить человек (в особенности, в наружных уста-

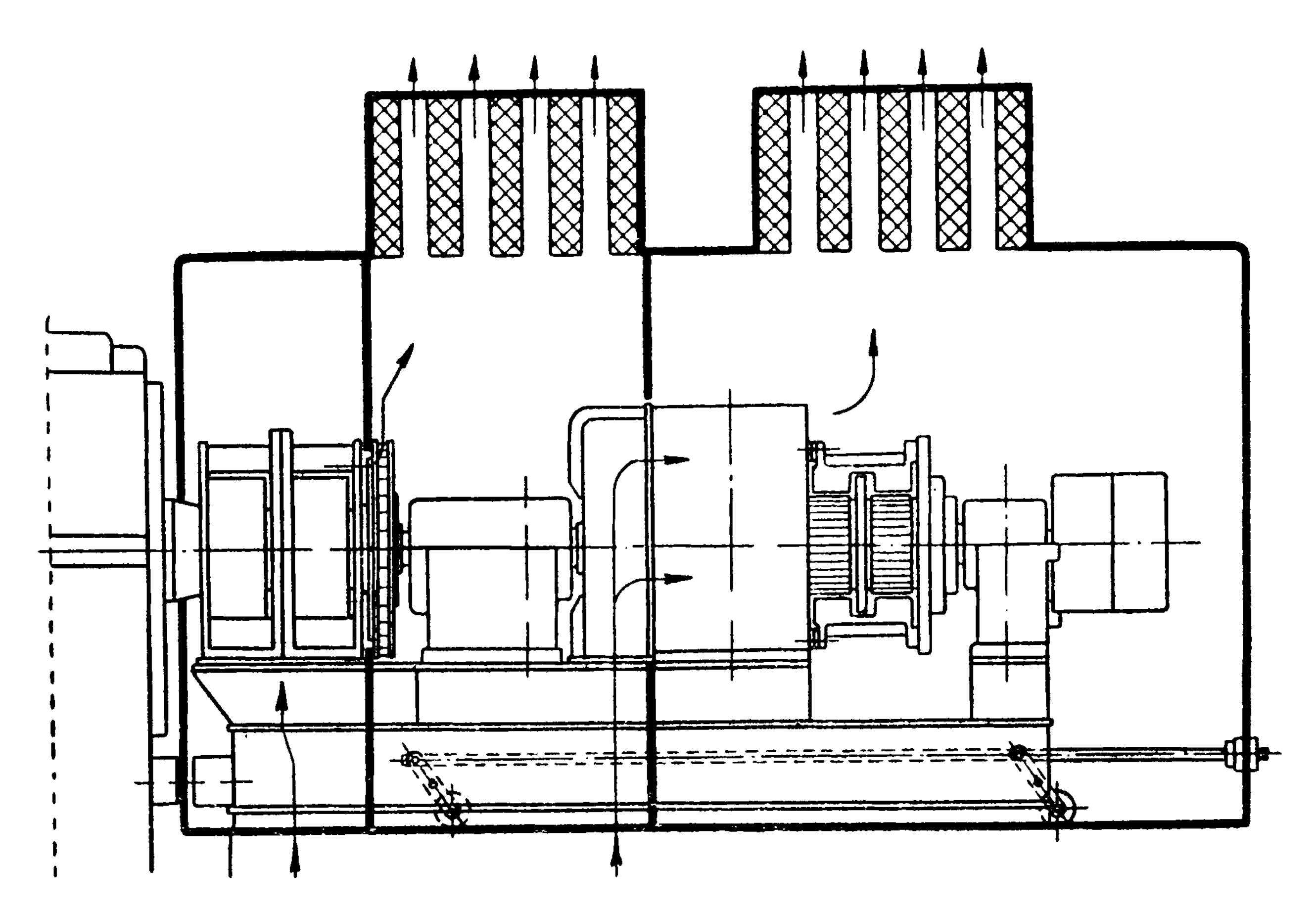


Рис. 8-27. Съемный кожух возбудителя с глушителями на выходе воздуха

новках), либо могут легко сдвигаться на роликах для того, чтобы можно было заменять щетки (рис. 8-27). Если кожухи возбудителей устанавливаются для борьбы с шумом, то для их эффективности отверстия для входа и выхода воздуха в кожухе возбудителя должны снабжаться глушителями (например, рис. 8-27).

8-3. Щеточные траверсы, щеткодержатели и щетки

А. Щеточные траверсы. Щеткодержатели крепятся непосредственно или через зажимные элементы на щеточных болтах изолированно или же монтируются неизолированно непосредственно на щеточных бра-кетах или щеточных траверсах, которые изолированы относительно земли.

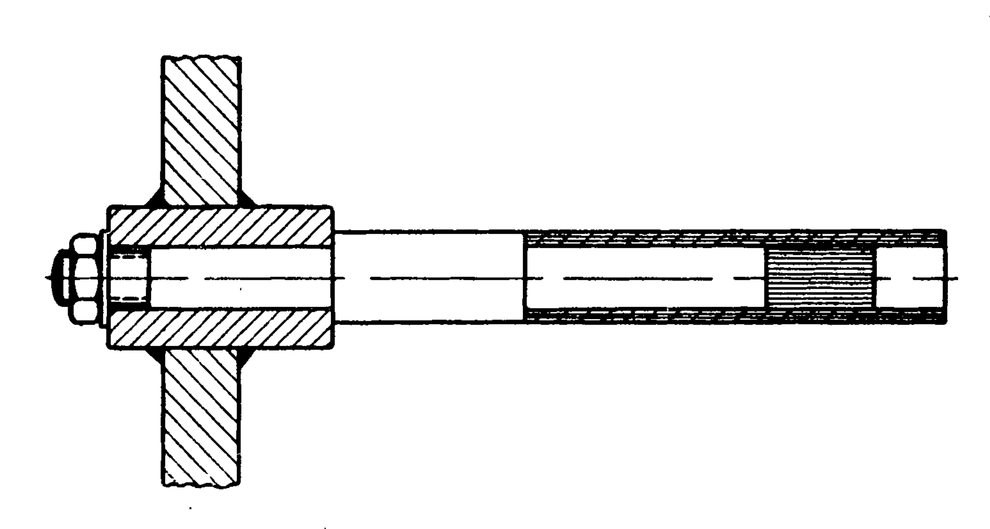


Рис. 8-28. Крепление изолированного щеточного болта

Щеточные болты машин переменного тока (асинхронных и синхронных) (рис. 8-28) обычно крепятся к подшипниковым щитам, стойкам подшипников или кожухам. На одном щеточном болте для каждого контактного кольца установлен один одинарный (см. рис. 8-46) или двойной щеткодержатель, т. е. у синхронных машин два и у асинхронных машин три щеткодержателя на болт (см. также рис. 5-2, *г* и *е*).

Щеткодержатели должны иметь на изолированных щеточных болтах в соответствии с напряжением возбуждения и фазовым напряжением достаточно большие пути токов утечки между собой. Эти пути токов утечки могут быть увеличены посредством установки изоляционных шайб между отдельными щеткодержателями. При выборе величины пути тока утечки необходимо иметь в виду, что на щеточных болтах отлагается угольная пыль, а в случае применения металлосодержащих щеток, которые обычно применяются в асинхронных электродвигателях, отлагается угольная пыль, содержащая частички металла. Достаточной величиной пути тока утечки считается приблизительно 2,5—3 *мм* на каждые 100 *в* напряжения относительно земли.

В электродвигателях с контактными кольцами на роторе и с приподнимаемыми щетками применяются трех- или четырехгранные щеточные болты, при повороте которых поворачивается также и щеткодержатель, в результате чего щетки приподнимаются (рис. 8-29). Однако часто подъем щеток производится также и в неподвижных щеткодержателях. Устройство для подъема щеток обычно комбинируется с короткозамыкающим устройством (см. также стр. 280). На пусковых электродвигателях оно применяется и без короткозамыкающего устройства, для того чтобы избежать износа щеток и колец при постоянном их контакте.

Если при больших токах на контактных кольцах одного щеточного болта недостаточно, то в большинстве случаев предусматривается

несколько щеточных болтов, например на суппорте в виде кольцевого сегмента, или же применяются щеточные траверсы, выполняемые обычно из латуни, к которым щеткодержатели крепятся без изоляции (рис. 8-30). Относительно земли щеточная траверса изолируется с обеспечением достаточно большого пути токов утечки. В настоящее время

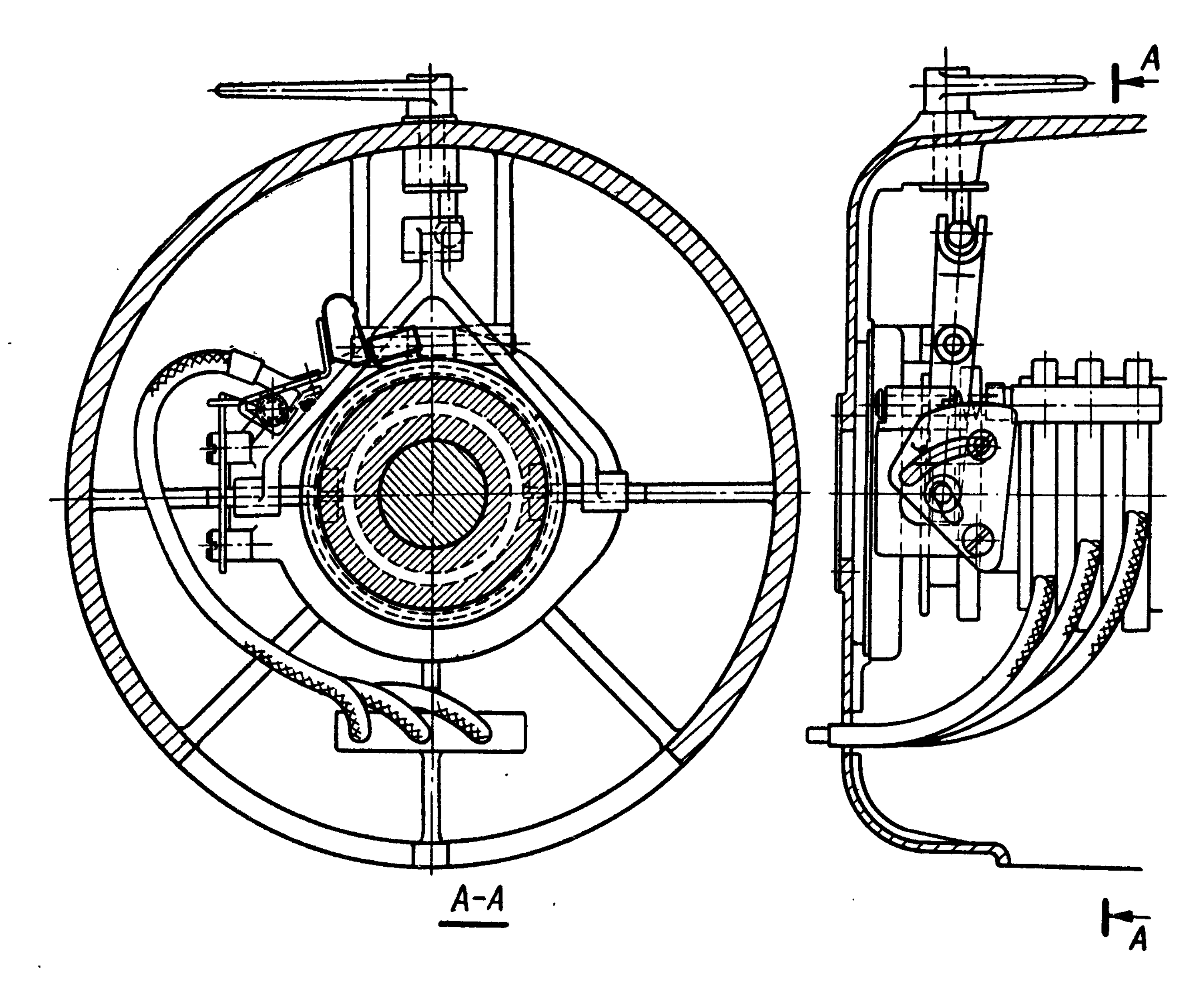


Рис. 8-29. Приспособление для подъема щеток в комбинации с короткозамыкающим устройством

применяются конструкции, в которых отдельные щеткодержатели могут заменяться под напряжением.

На машинах постоянного тока щеточные болты устанавливаются на кольцеобразных щеточных траверсах (рис. 8-31) или на щеточных бракетах (рис. 8-32), к которым щеткодержатели крепятся без изоляции. Бракеты и болты являются одновременно токособирающими шинами для параллельно включенных щеток одной полярности. Они закреплены изолированно относительно земли на щеточной траверсе, которая крепится к кожуху машины или устанавливается своими лапами на фундаментной плите. Бракеты одной полярности соединяются токособирающими кольцами, выполняемыми обычно из меди (см. рис. 8-31 и 8-32).

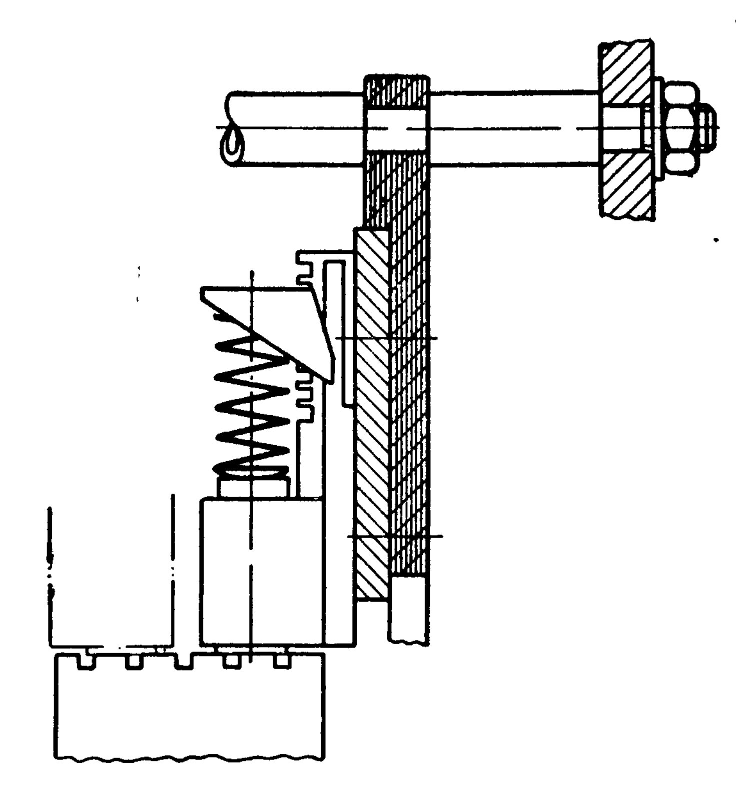


Рис. 8-30. Установка щеткодержателей непосредственно на щеточной траверсе

Поперечное сечение бракетов определяется обычно необходимой механической прочностью, а не нагрузкой по току. Токособирающие кольца могут быть го-

лыми, а бракеты должны быть без каких-либо покрытий. Лишь в случае опасности прикосновения или перекрытия посторонними телами токособирающих колец разной полярности применяется их изоляция, которая обычно выполняется путем наложения ленточного материала. Плотность тока в токособирающих кольцах при работе голых колец в движущемся воздухе выбирается равной приблизительно 3 *а/мм²*, а в изолированных кольцах при неподвижном воздухе она должна быть снижена до 2 *а/мм²*.

Б. Щеткодержатели. Угольные щетки, работающие на контактных кольцах или коллекторах, устанавливаются в щеткодержателях.

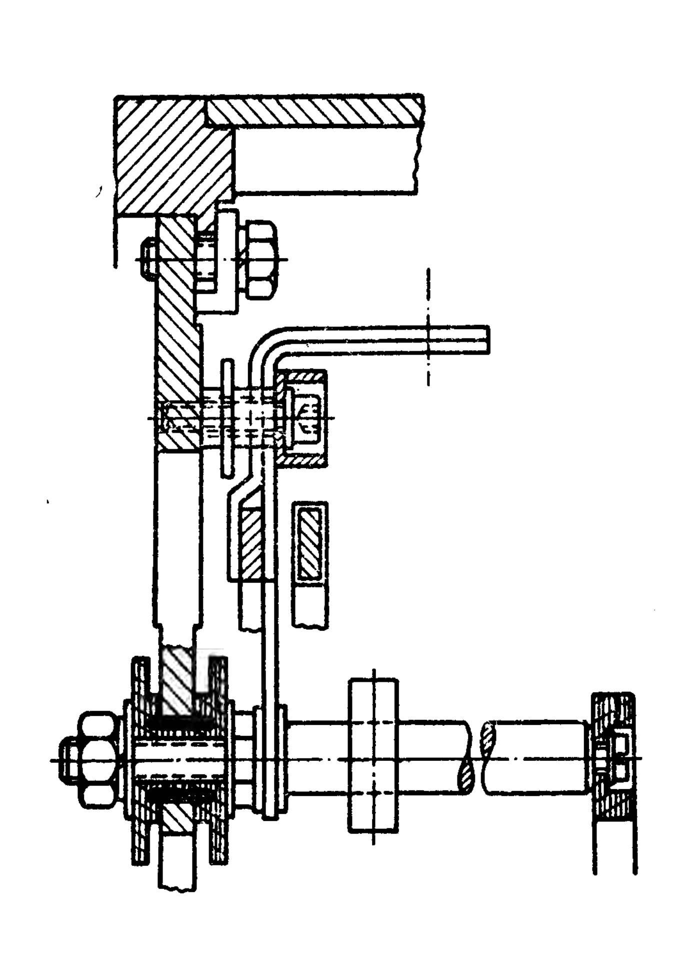


Рис. 8-31. Поворотная щеточная траверса со щеточными болтами

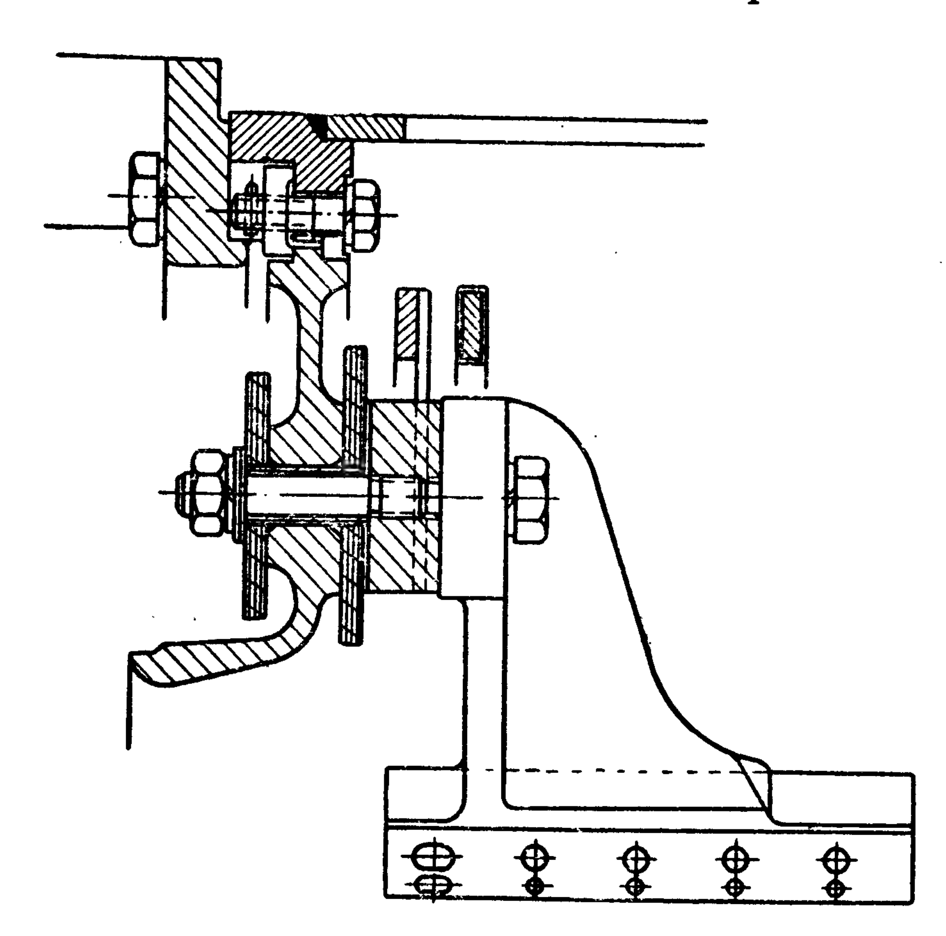


Рис. 8-32. Щеточные бракеты на поворотной щеточной траверсе

Щеткодержатели крепятся на щеточных траверсах, щеточных болтах или щеточных бракетах. Щеткодержатели вместе с их траверсами выполняют следующие функции:

а) удержание щеток в установленном радиальном или наклонном, а также аксиальном и окружном положении;

б) обеспечение предусмотренного давления на щетки, которое должно быть по возможности постоянным во всем диапазоне допустимого износа щетки. Это осуществляется соответствующей кинематикой щеткодержателя или регулированием давления вручную;

в) передача тока щеток (раздельно для положительных и отрицательных щеток) в ротор или от ротора через контактные кольца или коллектор.

Ток контактных колец или коллекторов, как правило, не может передаваться при помощи одной щетки каждой полярности, так как щетки не должны иметь поперечное сечение больше чем 10 *см²*. При плотности тока 10 *а/см²* это означает, что одна щетка может передавать максимальный ток 100 *а*. Поэтому общая необходимая площадь щеточного контакта должна быть распределена на несколько щеток,

установленных в своих щеткодержателях, причем действует правило, что на один щеточный болт или один щеточный бракет максимально допускается 1000 *а*.

В машинах постоянного тока размеры и положение щеткодержателей в окружном направлении определяются допустимым щеточным перекрытием (отношением дуги одновременно перекрываемых щеткой коллекторных пластин к коллекторному делению). При больших ширинах щеток путем их подразделения достигается улучшение перехода тока и коммутационных свойств. Как показано на рис. 8-33, различают:

а) цельные (неразрезные) угольные щетки в одинарных или двойных щеткодержателях;

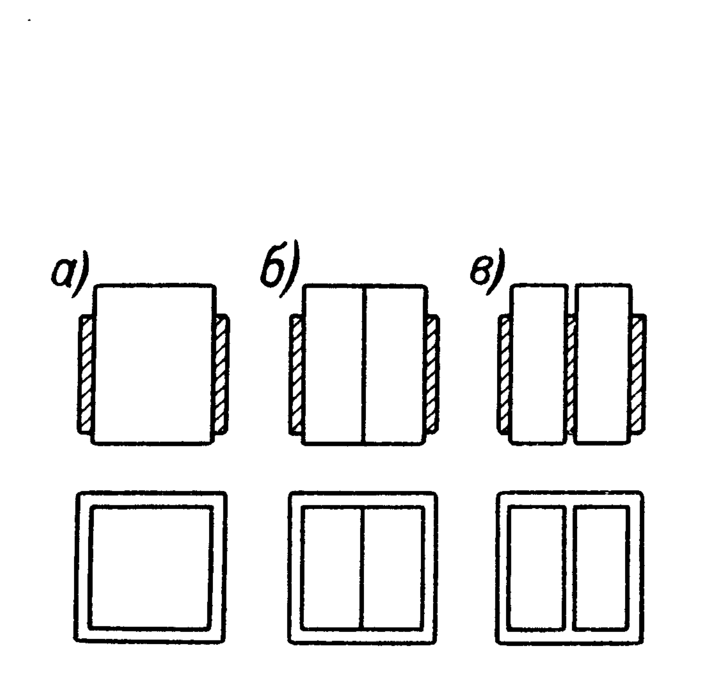


Рис. 8-33. Типы щеток: *а* — неразрезная угольная щетка; *б* — разрезная угольная щетка из двух частей; *в* — угольная щетка тандем

Рис. 8-34. Расположение щеток на коллекторе

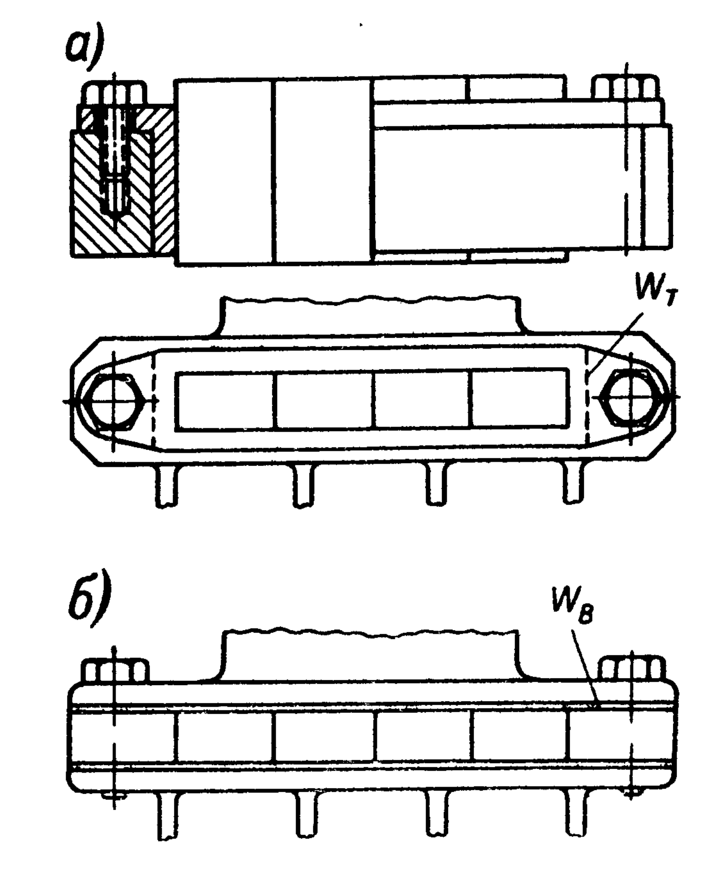


Рис. 8-35. Щеткодержатели для четырех щеток: *а* — со сменным карманом W_T; *б* — со сменными пластинами W_B

б) разрезные угольные щетки из двух или трех частей;

в) тандемные угольные щетки.

Аксиальное подразделение щеточного контакта достигается обычно путем расположения в аксиальном направлении нескольких отдельных щеткодержателей, которые устанавливаются на щеточных болтах таким образом, что дорожки скольжения отдельных щеток взаимно перекрываются (рис. 8-34). Лишь при сильно уменьшенной аксиальной длине, например у тяговых электродвигателей, применяются так называемые рядные щеткодержатели, в которых щетки устанавливаются без промежутков рядом друг с другом в аксиальных щеточных карманах для всех или нескольких щеток одного щеточного болта. После износа щеточных направляющих заменяются только сменные карманы или сменные пластины этих щеткодержателей (рис. 8-35, *а* и *б*).

Нормальным расположением щеток является радиальное или «волочащееся» — наклонное на небольшой угол (2—7°) — расположе-

ние с распределением сил, действующих на щетку, по рис. 8-36. Так как коэффициент трения зависит от тока («ток мажет»), то для машин с сильно колеблющейся величиной тока нагрузки возникает опасность, что щетки будут дребезжать в щеткодержателях, что может привести к повреждению щеток и щеткодержателей. Это можно предотвратить:

а) выполнением обойм щеткодержателей с малыми допусками, так чтобы возможный угол опрокидывания щетки был очень малым (у тяговых электродвигателей для двух направлений вращения);

б) предумышленным заклиниванием щеток в щеткодержателях, например, по рис. 8-37.

в) применением наклонных (рис. 8-38) или реактивных (рис. 8-39) щеткодержателей с таким распределением сил, чтобы в наклонном щеткодержателе щетка могла теоретически без давления двигаться радиально по одной из стенок обоймы или чтобы в реактивном щеткодержателе щетка плотно прижималась к опорной стенке обоймы. Обязательной предпосылкой для применения реактивных щеткодержателей является безукоризненная центричность вращения коллектора (полное отсутствие биения его).

Рис. 8-36. Схема действия сил для радиального щеткодержателя

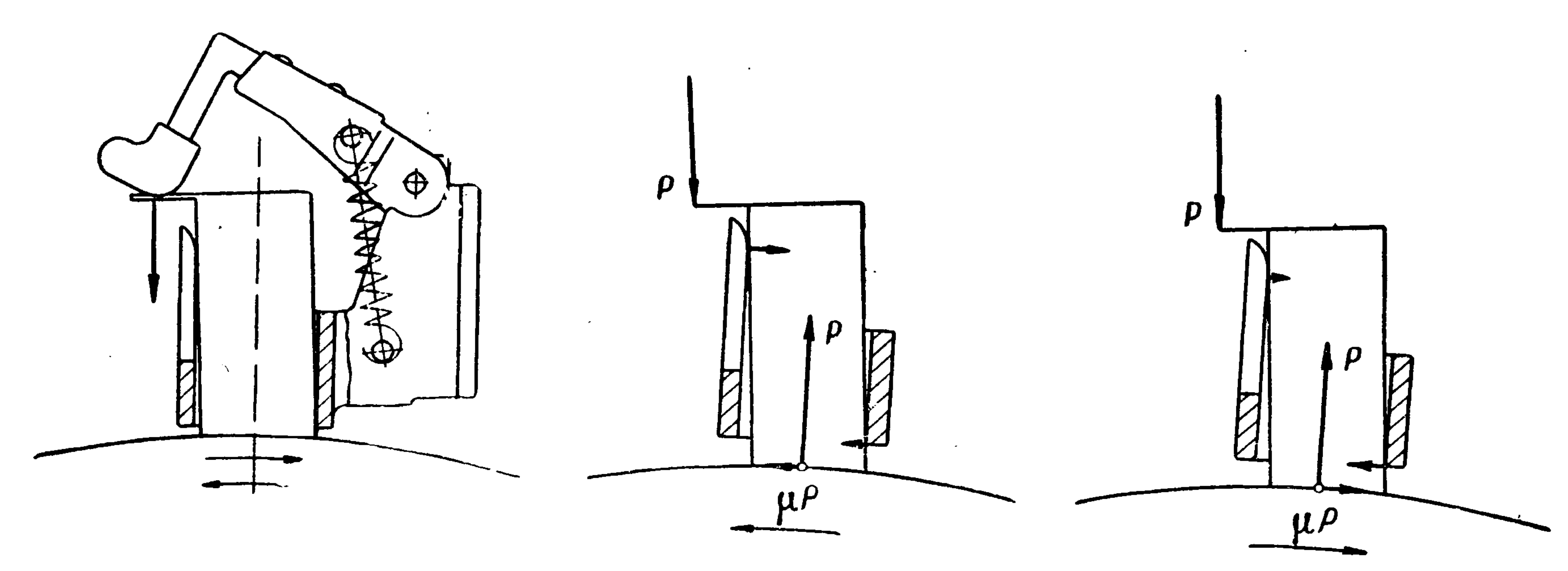


Рис. 8-37. Щеткодержатель с заклиниванием щетки

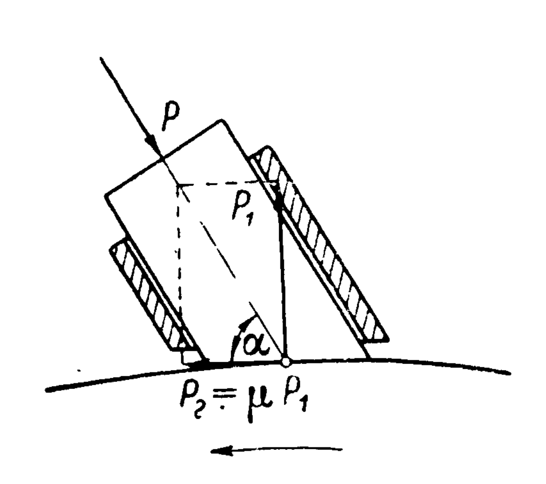


Рис. 8-38. Схема действия сил для наклонного щеткодержателя (в состоянии подвижного равновесия)

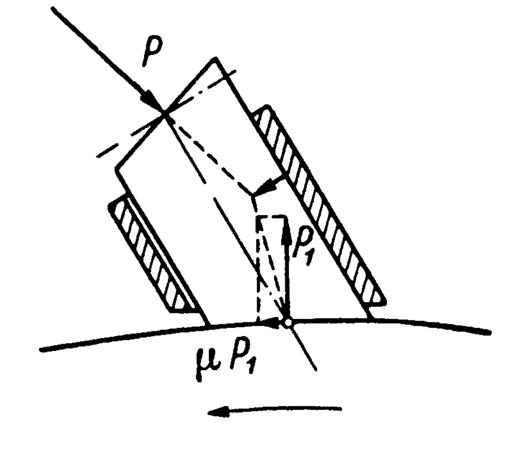


Рис. 8-39. Схема действия сил для реактивного щеткодержателя (щетка скошена по направлению вверх)

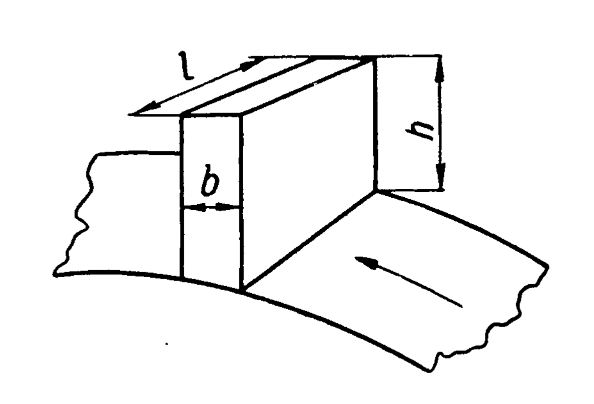
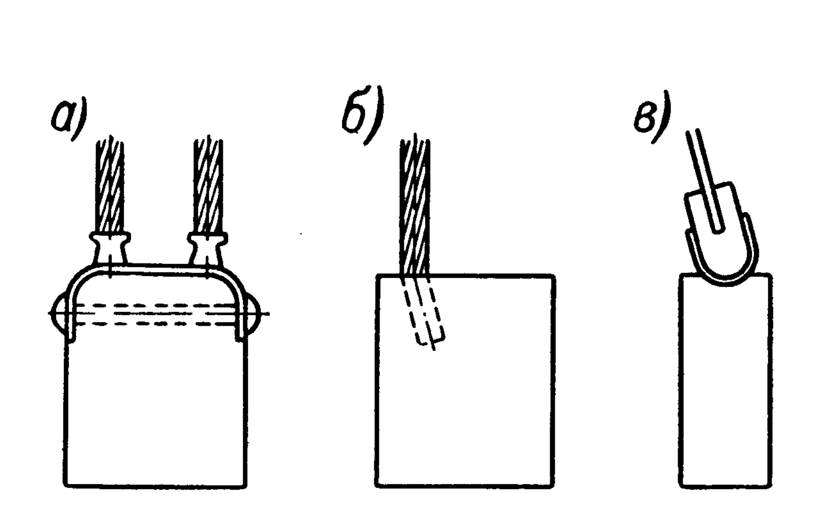


Рис. 8-40. Обозначения размеров щеток

В. Щетки. Общие данные в отношении угольных щеток приведены на стр. 60. Размеры и допуски на угольные щетки установлены в рекомендациях МЭК 136.1 и в нормали DIN 43000, лист 1 и 2[1]. Обозна-



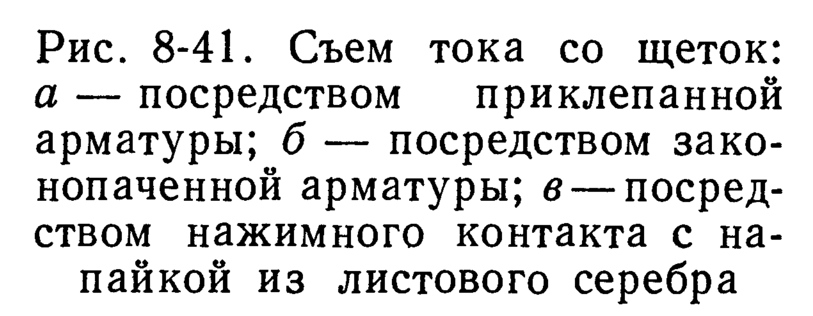


Рис. 8-41. Съем тока со щеток: *а* — посредством приклепанной арматуры; *б* — посредством законопаченной арматуры; *в* — посредством нажимного контакта с напайкой из листового серебра

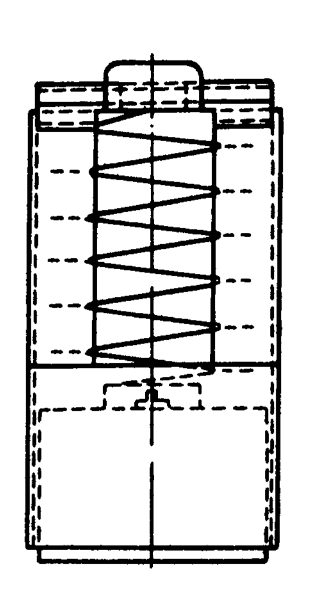


Рис. 8-42. Непосредственная передача давления при помощи цилиндрической пружины

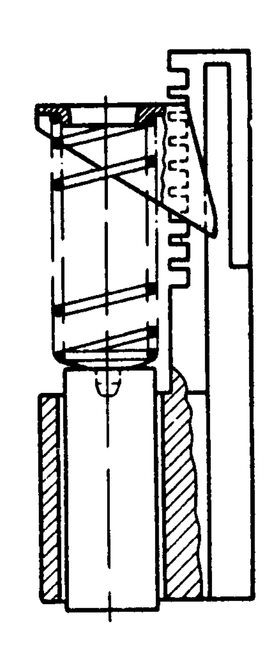


Рис. 8-43. Непосредственная передача давления при помощи спиральной пружины (щеткодержатель колчанного типа)

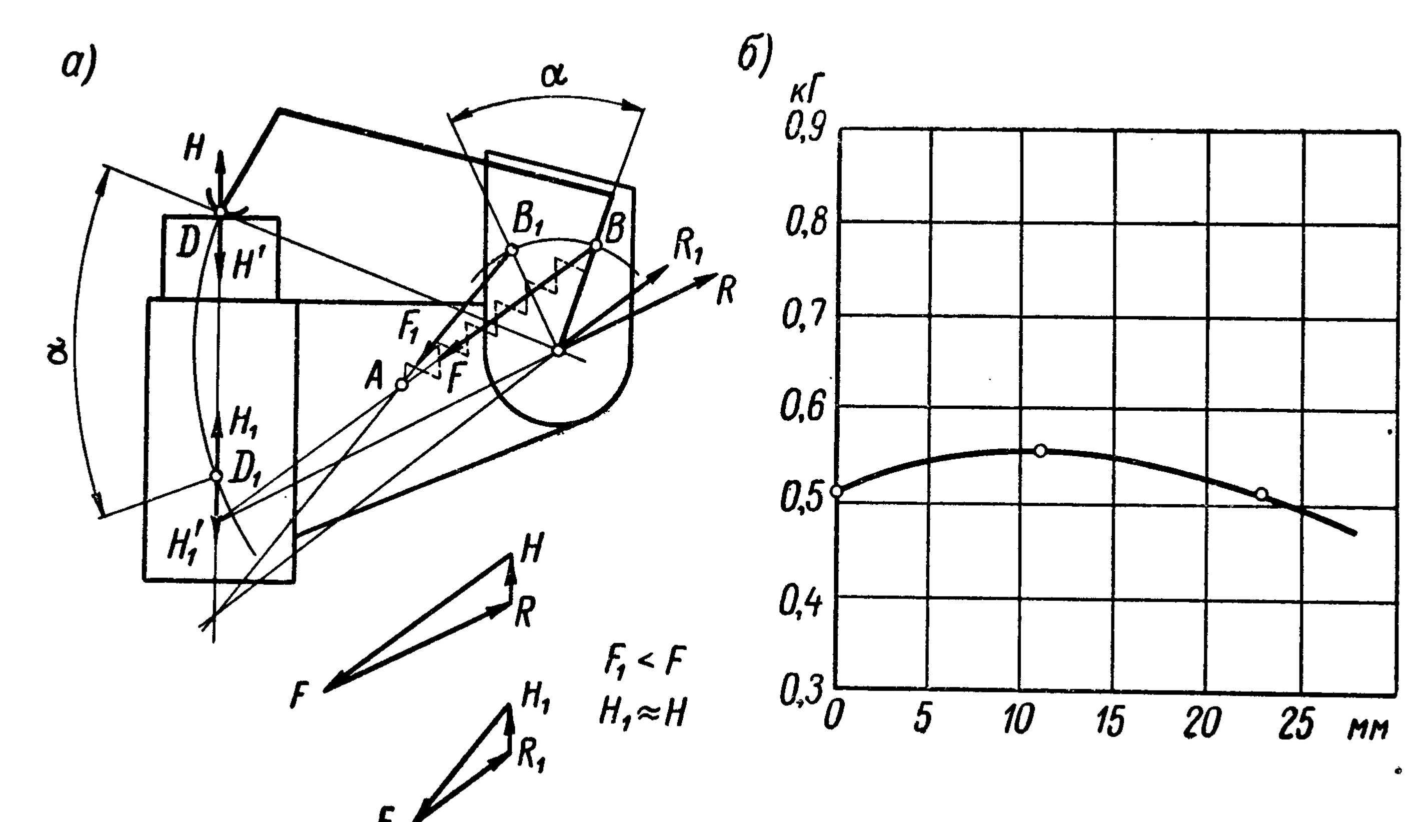


Рис. 8-44. Изменение давления (в *кГ*) на щетку в зависимости от износа щетки (в *мм*): *а* — графическое определение давления на щетку; *б* — результаты измерений

A — неподвижная точка подвески натяжной пружины щеткодержателя: *B* — подвижная точка подвески натяжной пружины щеткодержателя; *C* — точка поворота нажимного рычага; *D* — нажимной контакт; *F* — сила пружины; *R* — сила реакции в точке поворота; *H* — сила реакции на нажимном контакте (*F*, *R*, *H* — силы на нажимном рычаге); *H'* (= — *H*) — давление на щетку; индекс 1 — состояние после износа щетки

чения размеров щеток (*b* — ширина в окружном направлении, *l* — аксиальная длина, *h* — радиальная высота) указаны на рис. 8-40.

[1] Для транспортных средств и железных дорог размеры и допуски на угольные щетки приведены в нормали DIN 43021, а для радиальных щеткодержателей с обоймами — в нормали DIN 43040.

Применяются как армированные, так и неармированные угольные щетки. Армирование служит для крепления токоведущих канатиков и может выполняться посредством заклепочных контактов или заделкой канатиков в щетках путем законопачивания (рис. 8-41, *а* и *б*). В последнее время в особенности для тяговых электродвигателей, а также и для других машин стали часто применять неармированные щетки. Передача тока осуществляется здесь посредством нажимных контактов с напайками из листового серебра (рис. 8-41, *в*).

Давление на щетки, как правило, предписывается в зависимости от сорта щеток фирмами—изготовителями угольных щеток. Оно составляет нормально от 120 до 200 *Г/см*². Эти значения относятся к стационарным машинам. Для тяговых электродвигателей, а также других электродвигателей, которые подвергаются сотрясениям, требуется более высокое давление на щетки — максимально до 400 *Г/см*². Передача давления со щеткодержателя на щетку осуществляется различными способами:

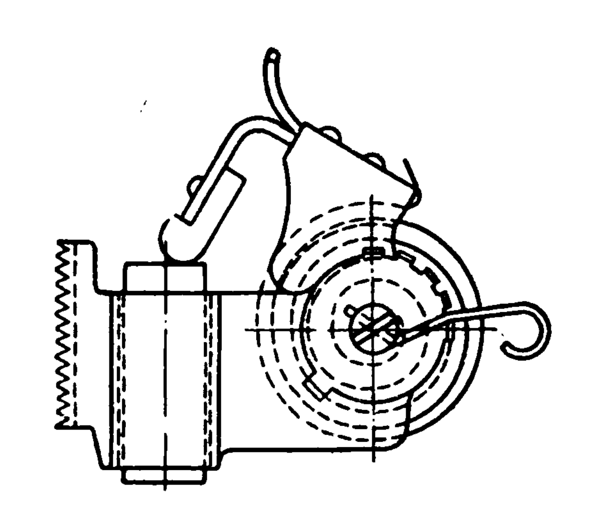


Рис. 8-45. Щеткодержатель с регулируемой часовой пружиной

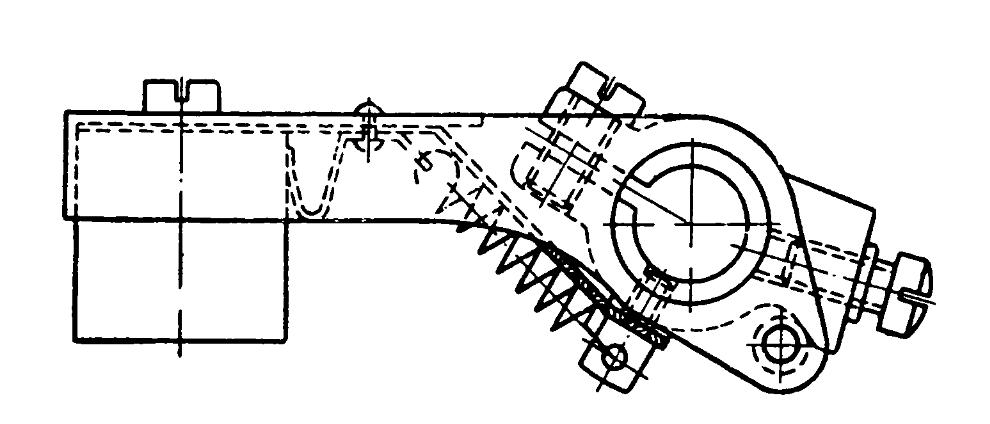


Рис. 8-46. Рычажный щеткодержатель

а) непосредственным давлением на угольную щетку винтовой (рис. 8-42) или спиральной (рис. 8-43) пружины. При большом допустимом износе щеток необходимо регулировать натяжение пружин. Это производится, как показано на рис. 8-43, путем переключения суппорта пружины в следующий паз щеткодержателя;

б) рычажной передачей давления, причем рычаг нагружается спиралеобразной натяжной пружиной и кинематика, т. е. расположение шарнирных тяг, должна быть такой, чтобы во всем диапазоне износа щетки создаваемое усилие оставалось по возможности постоянным (рис. 8-44);

в) посредством часовой пружины, обеспечивающей абсолютно «мягкую» характеристику, так же как и щеткодержатель по п. «а». При большом износе щетки также требуется регулировка щеткодержателя (рис. 8-45);

г) посредством рулонно-полосовой пружины, которая должна обеспечивать равномерное давление во всем диапазоне раскручивания пружины;

д) посредством комбинации принципов от «а» до «г». Рычажный щеткодержатель показан на рис. 8-46

8-4. Выводные зажимы

Подвод и отвод тока статорной обмотки машин переменного тока или щеточных устройств синхронных, асинхронных машин и машин постоянного тока, а также подвод тока к обмоткам возбуждения машин постоянного тока и отвод от них осуществляются на малых и средних машинах через расположенные на корпусе статора зажимы, закрепленные на планках или так называемых клеммных досках.

Различают проходные зажимы (например, из машины в уплотненную клеммную коробку — рис. 8-47, *а*) и присоединительные зажимы (в виде изолированных винтовых соединений — рис. 8-47, *б*).

Зажимы нормализованы по DIN 46260 для низких напряжений и по DIN 46265

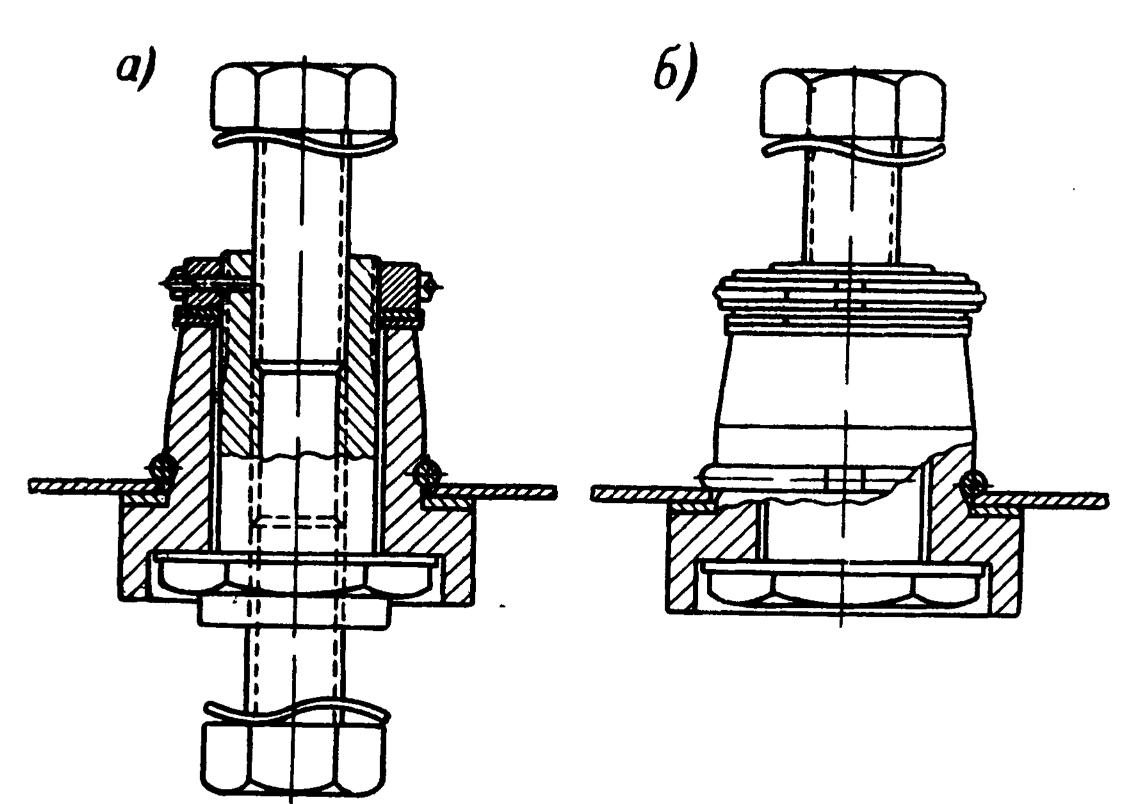


Рис. 8-47. Проходной зажим (*а*) и присоединительный зажим (*б*)

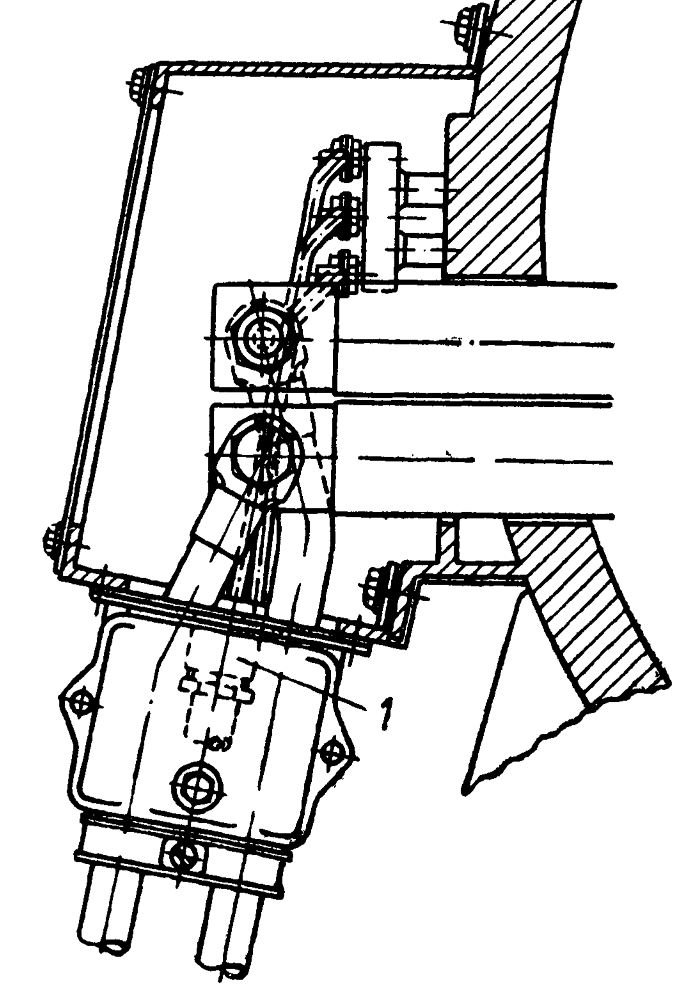


Рис. 8-48. Клеммная коробка
1 — сальник

для высоких напряжений в виде проходных и присоединительных зажимов. В этих нормах установлены диаметры болтов в функции силы тока, а также допустимые рабочие напряжения, конструктивные и присоединительные размеры.

В VDE 0570 установлены правила маркировки зажимов, а в VDE 0530, § 66 — направление вращения и последовательность зажимов. В правилах для грозо- и взрывозащищенных установок (VDE 0170/0171, § 18) изложены положения о выводах проводов.

Клеммные доски или планки располагаются обычно в клеммных коробках, которые устанавливаются на корпусе машины сверху или сбоку, если смотреть со стороны привода (см. рис. 5-1). Пример выполнения клеммной коробки показан на рис. 8-48.

Клеммные коробки при трехфазном токе обычно выполняются из расчета на ввод многожильных кабелей и частично снабжаются непосредственно залитыми смолой кабельными концевыми муфтами. В машинах постоянного тока в клеммные коробки часто вводятся сальники (рис. 8-48) либо для многожильных кабелей, либо для отдельных проводов.

При силах тока, которые превышают для низких напряжений 800 *а* и для высоких напряжений 400 *а*, присоединения подключаются к выходящим из машины токовым шинам (см., например, рис. 3-35, 4-7).

Для генераторов с водородным охлаждением должны применяться водородонепроницаемые проходные зажимы (рис. 8-49). Места контактов в электрических соединениях должны всегда лудиться, так как голая медь легко окисляется, в результате чего повышается сопротивление в месте контакта. Если такие контактные места только склепываются или свинчиваются, то их нагрузка не должна превышать 0,35 $а/мм^2$.

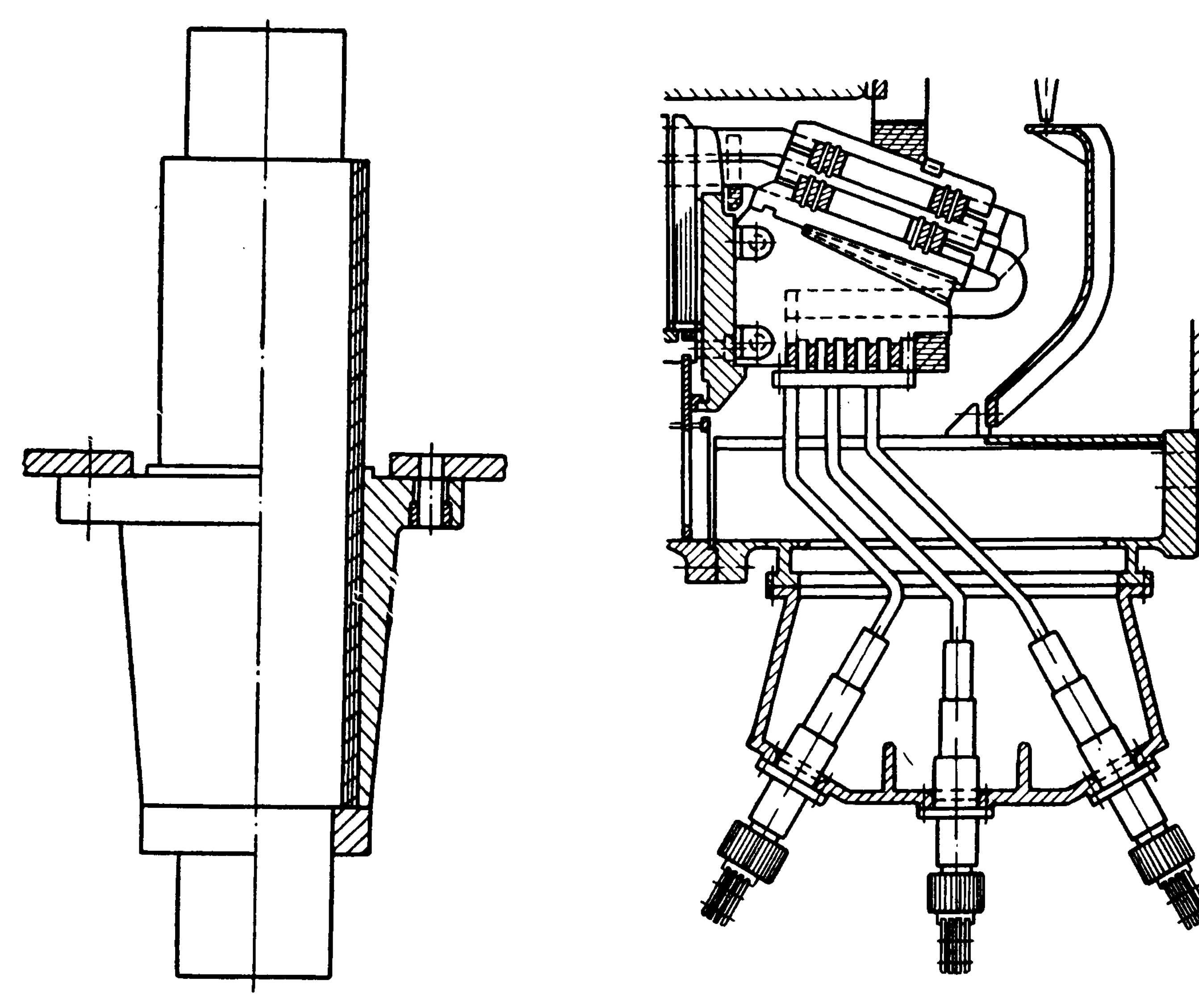


Рис. 8-49. Водородонепроницаемый проходной зажим

Рис. 8-50. Пример вывода зажимов турбогенератора с водородным охлаждением

Если они спаиваются мягким припоем, то нагрузка может быть повышена до 0,4 $а/мм^2$. Для склепанных или свинченных и дополнительно спаянных соединений верхний предел нагрузки составляет приблизительно 0,5 $а/мм^2$. Спаянные твердым припоем или сваренные контактные места могут расцениваться как полное поперечное сечение и полностью нагружаться.

Алюминиевые контактные места должны непосредственно перед свинчиванием или склепыванием слегка зачищаться наждачной бумагой и обычно смазываться кремнийорганической жировой смазкой.

В машинах трехфазного тока следует обращать внимание на то, что в конструкциях с выведенными шинами или проходными зажимами отдельные фазы не следует проводить раздельно каждую через отдельное отверстие в стали, а что все три зажима должны выводиться через одно отверстие, за исключением разве тех случаев, когда пластина для крепления проходных зажимов сделана из немагнитного материала. Пример исполнения клеммной коробки с проходными зажимами для крупных генераторов показан на рис. 8-50.

Глава девятая

ВРАЩАЮЩИЕСЯ КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

9-1. Валы

Для выбора размеров и материала валов электрических машин не существует абсолютно единых основ. Для разных видов и типов машин они являются различными.

В качестве материала в зависимости от нагрузки применяют сталь, начиная от обычной углеродистой (нормальные электродвигатели) вплоть до высоколегированной (тяговые электродвигатели), а в отдельных случаях даже допускается стальное литье. Выбор размеров основывается в первую очередь на данных расчета прочности, в особенности расчета прочности на кручение и изгиб при знакопеременных нагрузках в неустановившихся режимах. Иногда ограничиваются только расчетом допустимого прогиба под действием собственного веса или собственного веса плюс дополнительные имеющиеся внешние силы (например, натяжения ременной передачи). В отдельных случаях расчет производится с учетом критических изгибных и крутильных скоростей вращения. Однако часто, например для нормальных электродвигателей, размеры вала выбираются исходя из нормализованного конца вала, который соответствует определенным мощностям. Для вытекающего отсюда конструктивного исполнения вала можно затем определять допустимую нагрузку, например, вследствие натяжения ременной передачи и т. п.

Механические нагрузки принимаются в расчет в виде эквивалентных (приведенных) напряжений (см. стр. 292, 388). Указания в отношении допустимых эквивалентных напряжений приведены на стр. 390 и далее.

В качестве допустимого прогиба вала обычно принимается значение 10% одностороннего воздушного зазора машины, если сама допустимая нагрузка на материал и критические скорости вращения не обусловливают меньшие величины прогиба вала.

Прогиб под действием собственного веса и внешней нагрузки рассчитывается так, как указано на стр. 400 и далее.

В отличие от крупных вертикальных машин, для нормальных электродвигателей вертикальной конструкции прогиб вала рассчитывается так же, как при горизонтальных подшипниковых опорах, т. е. учитывается также фиктивная сила — собственный вес вала, принимаемый действующим в горизонтальном направлении.

В качестве характеристики изгибной жесткости вала можно рассматривать первую критическую скорость вращения машины.

Числа собственных изгибных и крутильных колебаний рассчитываются так, как указано на стр. 409 и далее.

Критические изгибные скорости вращения должны быть, как правило, у асинхронных электродвигателей по крайней мере на 20% выше рабочей скорости вращения (подкритический режим работы). Синхронные машины и машины постоянного тока, имеющие значительно больший воздушный зазор, могут проходить через критические изгибные

скорости вращения, однако эти критические скорости должны абсолютно надежно не совпадать с необходимым для эксплуатации рабочим диапазоном скоростей.

Критические крутильные скорости вращения должны учитываться только тогда, когда имеет место переменный вращающий момент, например, вследствие пульсирующего вращающего момента поршневой машины или однофазной электрической машины. Короткие замыкания, а при определенных условиях даже колебания вращающего момента из-за флуктуации потока в воздушном зазоре машины также могут приводить к значительным крутильным колебаниям.

Ввиду слабого демпфирования машины не должны ни в коем случае, даже в течение немногих минут, работать с критическими крутильными скоростями вращения. При крутильном резонансе обычно незаметно нарушений спокойного хода машины.

Жесткость на изгиб, а вместе с тем и критические изгибные скорости вращения самого вала повышаются за счет жесткости тела ротора в зависимости от его конструкции, например за счет того, что листы активной стали собираются непосредственно на вал или насаживаются на него горячей посадкой с натягом, или же в результате установки на вал бочки ротора. Однако повышение жесткости вала вследствие насадки тела, или бочки, ротора является, как правило, небольшим. Тем не менее его следует оценивать для тех случаев, когда необходимо прохождение машины через критическую изгибную скорость вращения, т. е. когда машине приходится работать в надкритическом режиме.

Для определения критических крутильных скоростей вращения важно знать, насколько далеко в глубь тела ротора вал должен рассматриваться как упругий на кручение элемент. Поэтому целесообразно выбирать как можно более короткие и вполне определенные поверхности посадки тела ротора на вал.

Концы валов нормализованы DIN 748—750. Вплоть до значения вращающих моментов 163 *кГ·м* концы валов соразмерены с мощностями (DIN 42946 и 42672). Это обусловливается учетом изгибающих моментов вследствие натяжения ременных передач и т. п. Лишь валы для непосредственного присоединения с помощью фланцев и муфт, которые подвергаются, следовательно, только действию крутильных нагрузок, могут иметь значительно меньшие размеры (см. также стр. 388, 391 и далее). Концы валов могут выполняться как цилиндрическими, так и коническими (конусность 1 : 10 по DIN 749 и 750).

Шпонки нормализованы в сочетании с концами валов по DIN, 6881—6889. При возможных высоких ударных нагрузках муфты насаживаются не только с помощью нормальных шпонок, но также со специальными шпоночными соединениями (см. стр. 392 и далее) или насаживаются на вал горячей посадкой с натягом и привариваются по кромкам.

9-2. Роторы синхронных машин с явновыраженными полюсами

А. Полюсы и крепления полюсов. Полюсы могут быть полностью массивными, массивными с шихтованными полюсными башмаками или полностью шихтованными (рис. 9-1, *а*, *б*, *в* и *г*). Сердечник полюса

может полностью или частично составлять единое целое с остовом (колесом) индуктора (рис. 9-2, *а* и *б*). У синхронных машин с открытыми пазами статора с учетом зубцовых пульсационных потерь на поверхности полюсов должны предусматриваться шихтованные полюсные башмаки или полностью шихтованные полюсы. Шихтованные полюсы

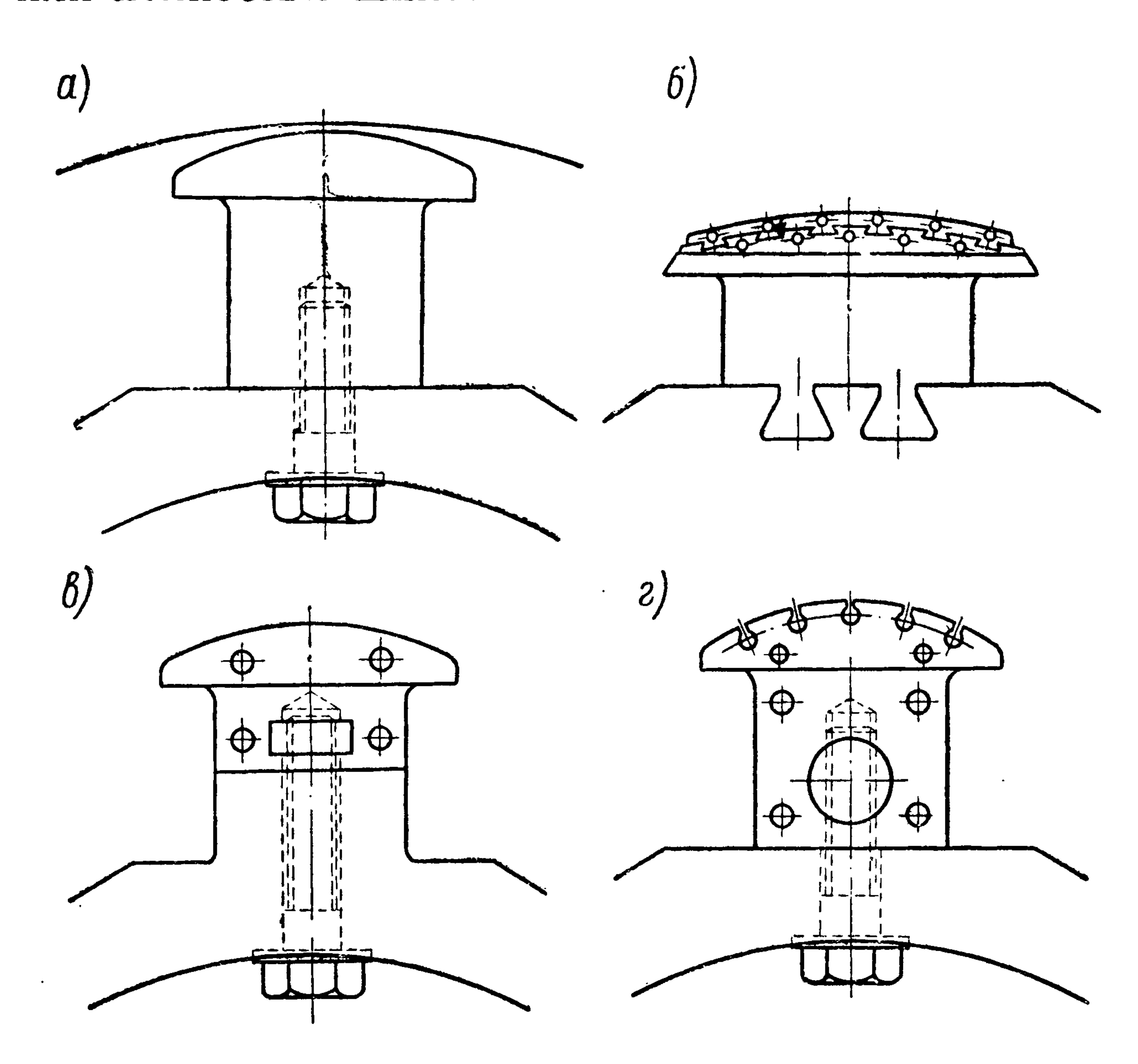


Рис. 9-1. Полюсы синхронных машин: *а* — полностью массивный; *б* и *в* — с шихтованными полюсными башмаками; *г* — полностью шихтованный

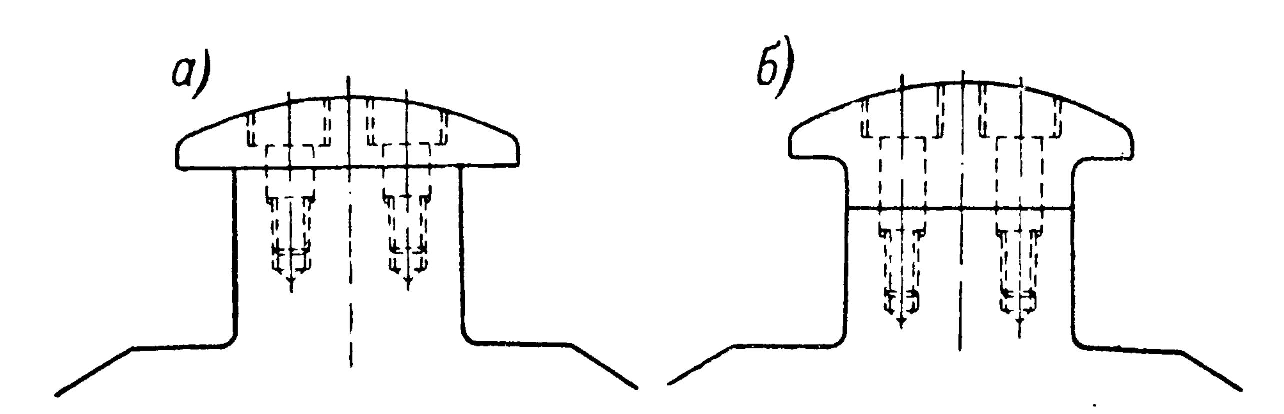


Рис. 9-2. Полюсные сердечники, представляющие собой полностью (*а*) или частично (*б*) единое целое с ободом ротора

или полюсные башмаки обычно имеют демпферную обмотку (см. стр. 218).

Для синхронных электродвигателей с тяжелым пуском и фазокомпенсаторов с автоматическим пуском (самопуском) часто предпочтение отдается массивным полюсным башмакам из-за их высокой теплоемкости, в большинстве случаев с рифленой поверхностью.

Обычно полюсные башмаки выполняются с такой кривизной относительно расточки статора, что воздушный зазор увеличивается к их

концам для получения синусоидальной кривой э. д. с. статорной обмотки (см. рис. 9-1, *а*).

У машин с явновыраженными полюсами число пазов на полюс и фазу, как правило, небольшое. Поэтому при обмотках с целым числом пазов на полюс и фазу для ослабления наводимых флуктуациями потока гармонических в статорной обмотке, которые могут быть особенно сильными при прямых пазах статора и прямых полюсных башмаках, необходимо принимать особые меры. Так, например, при шихтованных полюсах в этих случаях пазы статора выполняются скошенными на одно пазовое деление, или полюсные башмаки смещаются на 1/4 пазового деления параллельно оси (рис. 9-3), или полюсные башмаки выполняются с уступами.

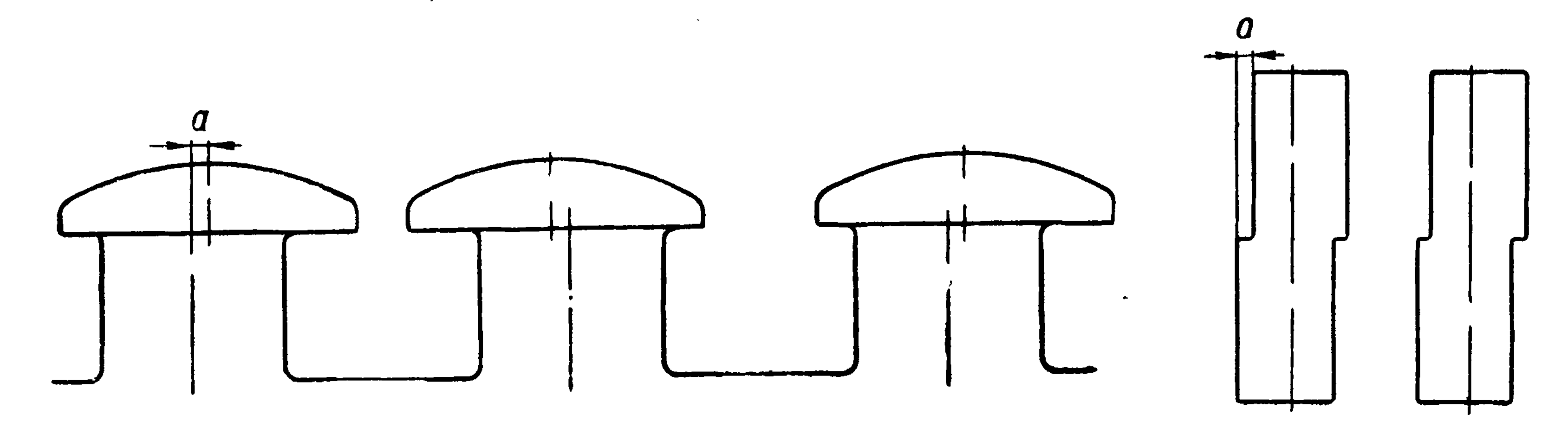


Рис. 9-3. Смещение полюсных башмаков, параллельное оси

а — 1/4 зубцового деления

Рис. 9-4. Полюсы с уступами на массивных полюсных башмаках

а — 1/2 зубцового деления

Для массивных полюсов также применяют конструкцию с уступом по рис. 9-4, в которой отдельные половины полюсов смещены параллельно оси на 1/2 пазового деления, или полюсные башмаки с изгибом или так же, как в машинах постоянного тока, скашивают фрезеровкой кромки полюсных башмаков. Однако, если это возможно, статорная обмотка машин с явновыраженными полюсами выполняется с дробным числом пазов на полюс и фазу. В каждом конкретном случае необходимо отдельно решать, какое мероприятие из вышеперечисленных следует осуществить.

Радиальная высота полюсных башмаков определяется нагрузкой в наиболее опасном (слабом) поперечном сечении *s* — *s* (см. рис. 10-16).

Массивные полюсные башмаки, как правило, крепятся болтами к полюсному сердечнику (рис. 9-2, *а*), а целые массивные полюсы крепятся в большинстве случаев к ободу ротора болтами (рис. 9-1, *а*) или когтями (рис. 9-1, *б*). Различные формы когтей показаны на рис. 9-5. Полюсы могут иметь один или несколько когтей, причем в последнем случае, как правило, предусматривается пара когтей (рис. 9-5, *в*, *д*, *е*, *ж*). Многокогтевые крепления применяются при больших полюсных делениях и на однофазных машинах с частотой $16^{2}/_{3}$ *гц*.

Шихтованные полюсные башмаки могут крепиться болтами (рис. 9-1, *в*), когтями (рис. 9-1, *б*) или гребенчатыми креплениями (рис. 9-5, *ж* и 10-23, *в*). Полностью шихтованные полюсы могут, так

же как и массивные полюсы, прибалчиваться к остову ротора (рис. 9-1,*г*) или крепиться когтями. Обязательным условием при этом является достаточное аксиальное их сжатие (см. стр. 172). Наконец, шихтованные полюсы можно также выполнять в виде гребенчатых полюсов (см. рис. 3-5 а, 3-5 б и 10-23, *а* и *в*).

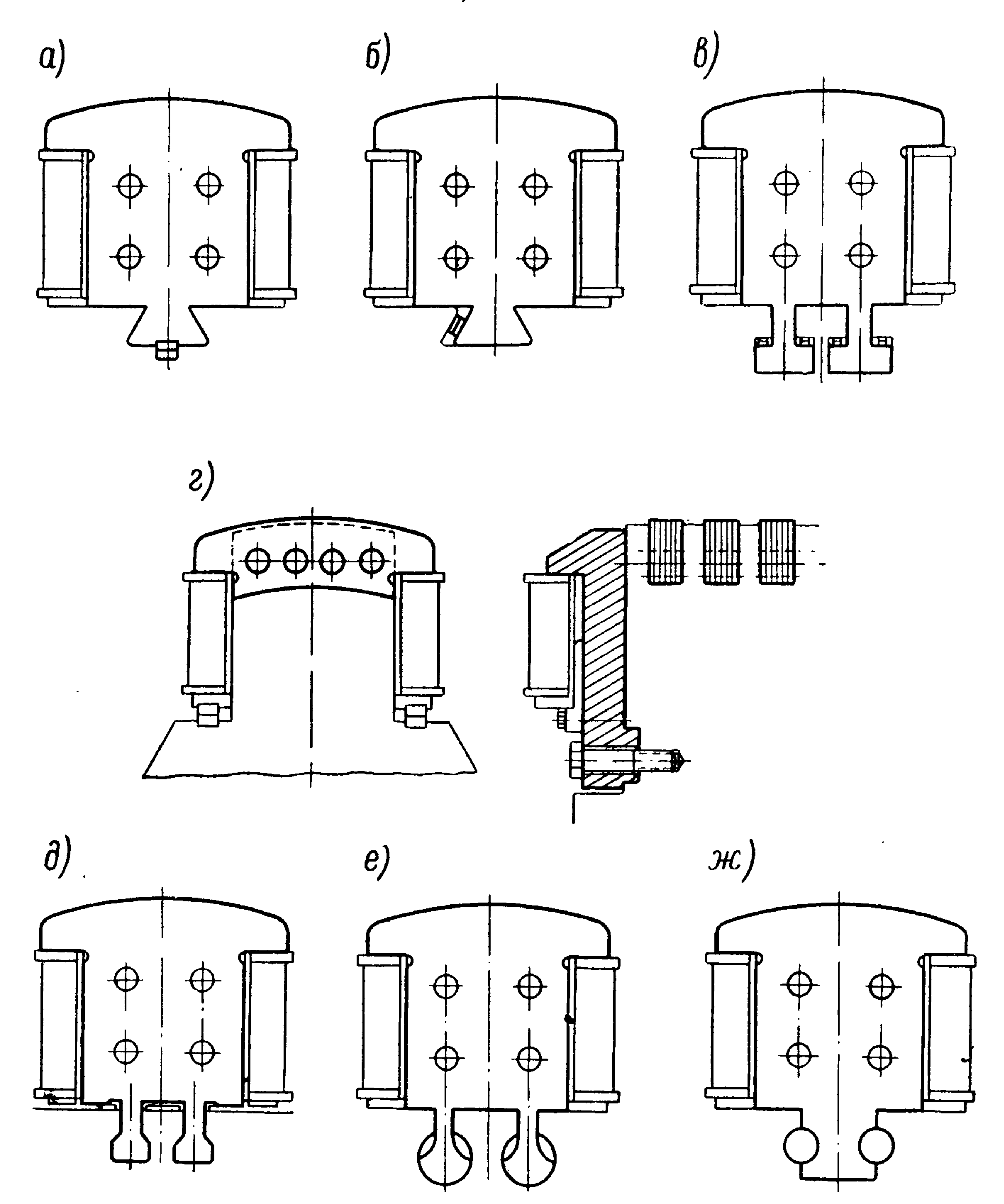


Рис. 9-5. Способы крепления полюсов: *а* — в виде ласточкиного хвоста; *б* — в виде ласточкиного хвоста с боковой заклиновкой посредством клиньев; *в* — в виде головки молотка; *г* — гребенчатый полюсный башмак; *д* — крепление конструкции фирмы «ВВС»; *е* — крепление круглыми хвостами (конструкция фирмы «Эрликон»); *ж* — крепление цилиндрическими шпонками (конструкция фирмы «Сешерон»)

Расчет полюсов и их креплений рассматривается на стр. 319—334.

Б. Сердечник ротора. Сердечник ротора, называемый также индуктором, может образовываться самим валом (рис. 9-6). Это обычная конструкция для малых генераторов с небольшим числом массивных полюсов. Шихтованные полюсы крепятся в этом случае посредством когтей. У крупных четырехполюсных генераторов (например, 500 *об/мин*, $16^2/_3$ *гц*) вал также используется в качестве сердечника ротора и полюсы фиксируются многокогтевыми креплениями.

У быстроходных роторов большого диаметра, которые, однако, еще могут целиком транспортироваться по железной дороге (возможно, со снятием всех или отдельных полюсов), кольцевой сердечник ротора насаживается на вал горячей посадкой с натягом (см. рис. 3-5 а и 3-5 б) или располагается между двумя концами вала (см. рис. 3-20). Кольцевой сердечник ротора может состоять из катаных листов, кованых или стальных литых колец. Из вентиляционных соображений часто применяются так называемые звездообразные валы, как показано на рис. 3-5 а и 3-5 б. При более значительных диаметрах применение сердечника ротора, насаженного на вал горячей посадкой с натягом, является слишком сложным, и в этом случае дешевле устанавливать кольцевой сердечник горячей посадкой на так называемую звезду, или остов, ротора. Эта звезда ротора также может, как показано на рис. 3-4 и 3-6, размещаться между двумя хвостовинами вала.

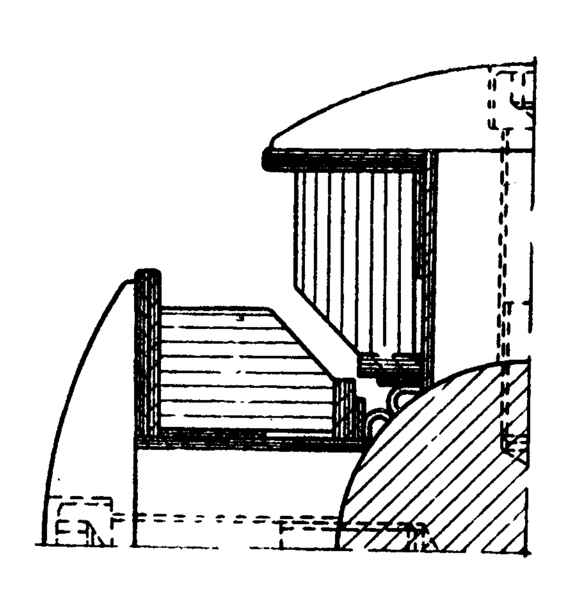


Рис. 9-6. Вал, служащий индуктором малых машин

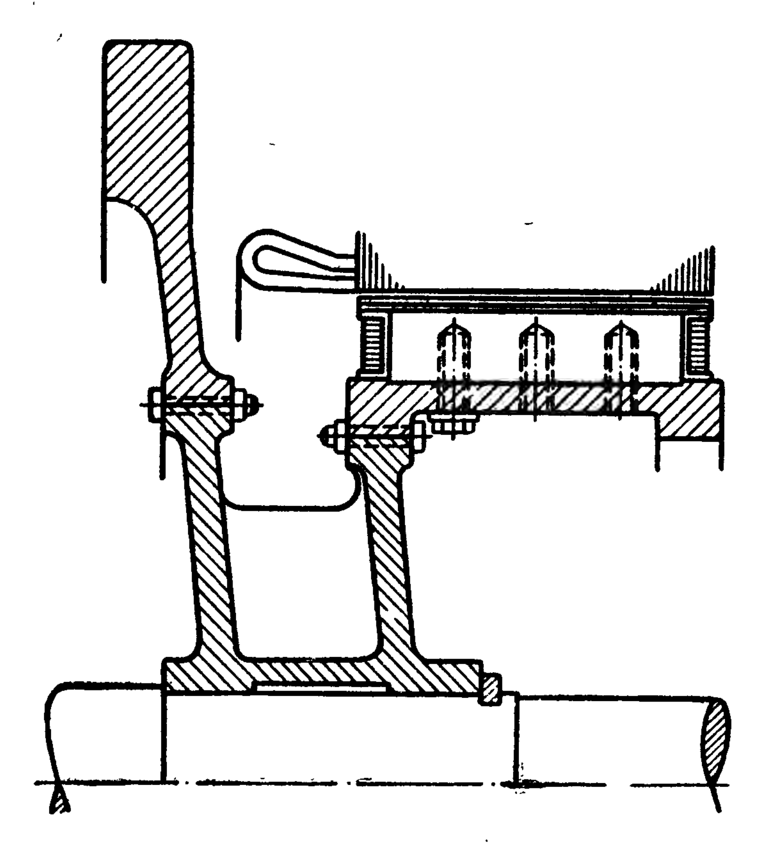


Рис. 9-7. Дисковое колесо с явновыраженными полюсами и насаженным маховым колесом

Роторы бо́льших диаметров выполняются в виде колес со спицами (см. рис. 3-6, 3-7, 3-8, 3-10 и 3-11), а в отдельных случаях также и в виде дисковых колес (см. рис. 3-2, 9-7). Прежде состоявшие обычно из двух частей колеса со спицами выполнялись для малых окружных скоростей из чугуна или стального литья, т. е. втулка, спицы и венец (обод) каждой половины полюсного колеса представляли собой цельную отливку. Стыковое соединение половин полюсного колеса выполнялось различными способами (см. рис. 10-25). В настоящее время такие полюсные колеса выполняются практически, как показано на стр. 354 и далее, исключительно в виде так называемых шихтованных венцов ротора, у которых магнитопроводящее кольцо сердечника ротора шихтуется из листовой стали толщиной 2—3 *мм* с многократным нахлестом (перекроем) на звезде ротора аналогично листам электротехнической стали статоров асинхронных машин или роторов машин постоянного тока (см. рис. 6-16). Такие шихтованные венцы роторов применены в генераторах по рис. 3-8, 3-10 и 3-11.

Шихтованный венец набирается из как можно более длинных сегментов, которые перекрывают несколько полюсных делений и перешихтовываются (нахлестываются) каждый на одно полюсное деление, так что возникают перешихтовки 3/4, 4/5, 5/6 и т. д. Следовательно, поперечное сечение, определяющее расчет прочности, составляет при этом 3/4, 4/5, 5/6 и т. д. полного поперечного сечения обода ротора. Ввиду подразделения сегментов расчет нельзя вести по тангенциальным напряжениям на внутренней кромке, и тангенциальная нагрузка может приниматься равномерно распределенной по поперечному сечению шихтованного обода. Сегменты соединяются болтами в кольцо. Обычно сжатие такого обода оказывается недостаточным для обеспечения при угонной скорости вращения полного сцепления отдельных сегментов трением, поэтому отдельные болты загоняются в развернутые отверстия обода в качестве призонных штифтов или же все болты вставляются с очень малым зазором, вследствие чего они могут считаться воспринимающими тангенциальную и радиальную нагрузки. Расчет прочности должен производиться для угонной скорости вращения, и принято, чтобы допустимые напряжения в шихтованном ободе ротора не превышали приблизительно 70—75% предела текучести.

Посадка шихтованного обода ротора на звезду ротора может выполняться самыми разнообразными способами, зависящими от конструкции звезды. При наклонных спицах зонтичных генераторов, которые вследствие посадки венца подвергаются действию изгибающей нагрузки, выбирают более свободную посадку, чем при очень жесткой конструкции ротора (см., например, рис. 3-8, 3-10). Однако ни в одном случае не представляется необходимым применять горячую посадку с натягом, которая начинает освобождаться только при угонной скорости вращения. С другой стороны, по возможности следует стремиться к тому, чтобы освобождение посадки могло происходить только после превышения рабочей скорости вращения. Посадка может осуществляться горячим натягом отдельно сшихтованного венца, однако наиболее широко применяемым методом является радиальная заклиновка на радиальные шпонки шихтуемого на звезде венца. Расчет тела ротора приведен на стр. 334 и далее.

9-3. Цилиндрические роторы турбогенераторов

Обмотки возбуждения роторов обычно укладываются в радиальные пазы по окружности ротора. Только в отдельных случаях изготавливаются также роторы с параллельными пазами. В активной части ротора обмотка крепится против воздействия центробежной силы роторными клиньями, обычно выполняемыми из бронзы. Применяются клинья различной формы: в виде ласточкиных хвостов, в виде головки молотка (см. рис. 3-27), полукруглые клинья, особенно составные (см. рис. 3-27), а также заостренные клинья (см. рис. 3-28, *в*).

В роторных зубцах, остающихся между пазами у роторов с косвенным охлаждением, часто предусматриваются вентиляционные пазы (см. рис. 3-28, *б*) или вентиляционные отверстия (см. рис. 3-28, *в*).

Обмотанные пазы, в особенности у малых роторов, выполняются с параллельными боковыми стенками или с наклонными боковыми стенками у конических пазов (см. рис. 3-27, *а*), или же пазы выполняются ступенчатыми (см. рис. 3-27, *б*). Для избежания сужений магнитного потока в большом зубе часто соседние с ним пазы выполняются менее глубокими, чем остальные (см. рис. 3-26).

Как правило, роторные пазы располагаются на равном расстоянии друг от друга на 2/3 окружности ротора. Число пазов и их деление (зубцовое деление) зависят от диаметра ротора. Нормальные зубцовые деления приведены в табл. 9-1.

Число плоскостей лобовых частей обмотки (см. рис. 3-30) равно одной четверти числа обмотанных пазов. В полюсах часто предусматриваются неглубокие пазы для размещения демпферной обмотки (рис. 9-8).

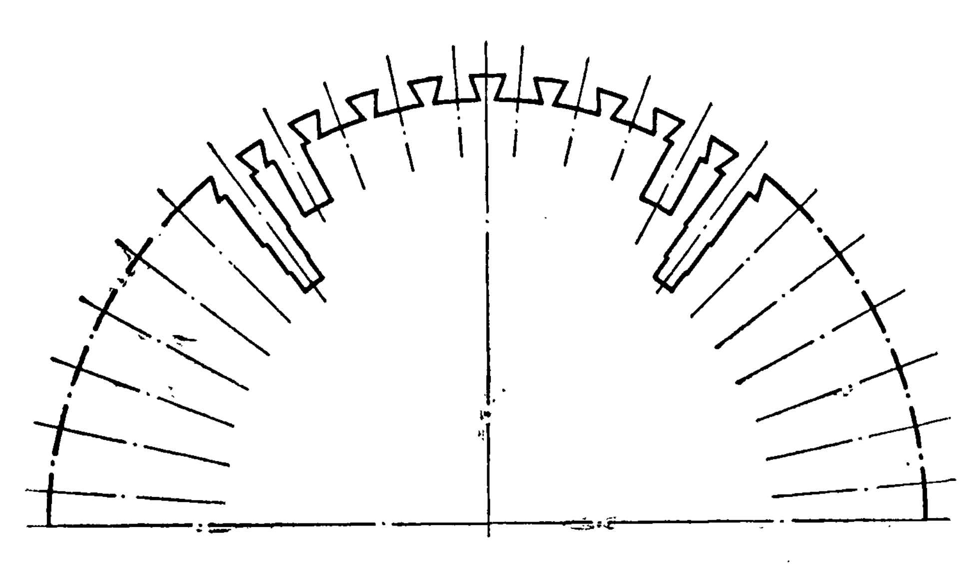


Рис. 9-8. Турборотор с пазами для демпферной обмотки

Механический расчет роторных клиньев и роторных зубцов излагается на стр. 364 и далее.

Большинство роторов имеет центральное отверстие для удаления возможных следов ликвации, возникающей в процессе изготовления поковки ротора. В тех случаях, когда с целью усиления магнитного потока центральное отверстие не предусматривается, целесообразно учитывать его в прочностном расчете, так как иногда после ультразвукового испытания материала становится необходимым дополнительно выполнить это отверстие, которое затем может заполняться специальными вставками.

Бочка ротора может быть цельнокованой или составной в аксиальном направлении (рис. 9-9). Величина аксиальной упругой деформации составного ротора задается специальными стяжками, размещенными в большом зубе, или центральным стяжным валом (рис. 9-9). После насадки частей ротора на центральный стяжной вал последний нагревается, например, паром или электрическим устройством

Таблица 9-1. **Пазовые деления для роторов турбогенераторов**

Диаметр ротора, *мм*, приблизительно до	Деление	Число обмотанных пазов	Число плоскостей лобовых частей обмотки	Число демпферных пазов на плюс
500	1/28	20	5	4
600	1/30	20	5	5
700	1/36	24	6	6
800	1/38	28	7	5
900	1/40	32	8	4
1000	1/44	32	8	6

затем выполненные в виде гаек хвостовины ротора затягиваются до предварительно рассчитанной величины упругой деформации. Применявшаяся ранее для четырехполюсных турбогенераторов конструкция, в которой роторные диски насаживались на вал горячей посадкой, в настоящее время уже не выполняется. Условием для обеспечения спокойной работы составного ротора является высокая устойчивость против раскрытия стыков между средней бочкой и концевыми частями ротора. Устойчивость против раскрытия стыков выражается величиной отношения силы упругости или напряжения аксиального

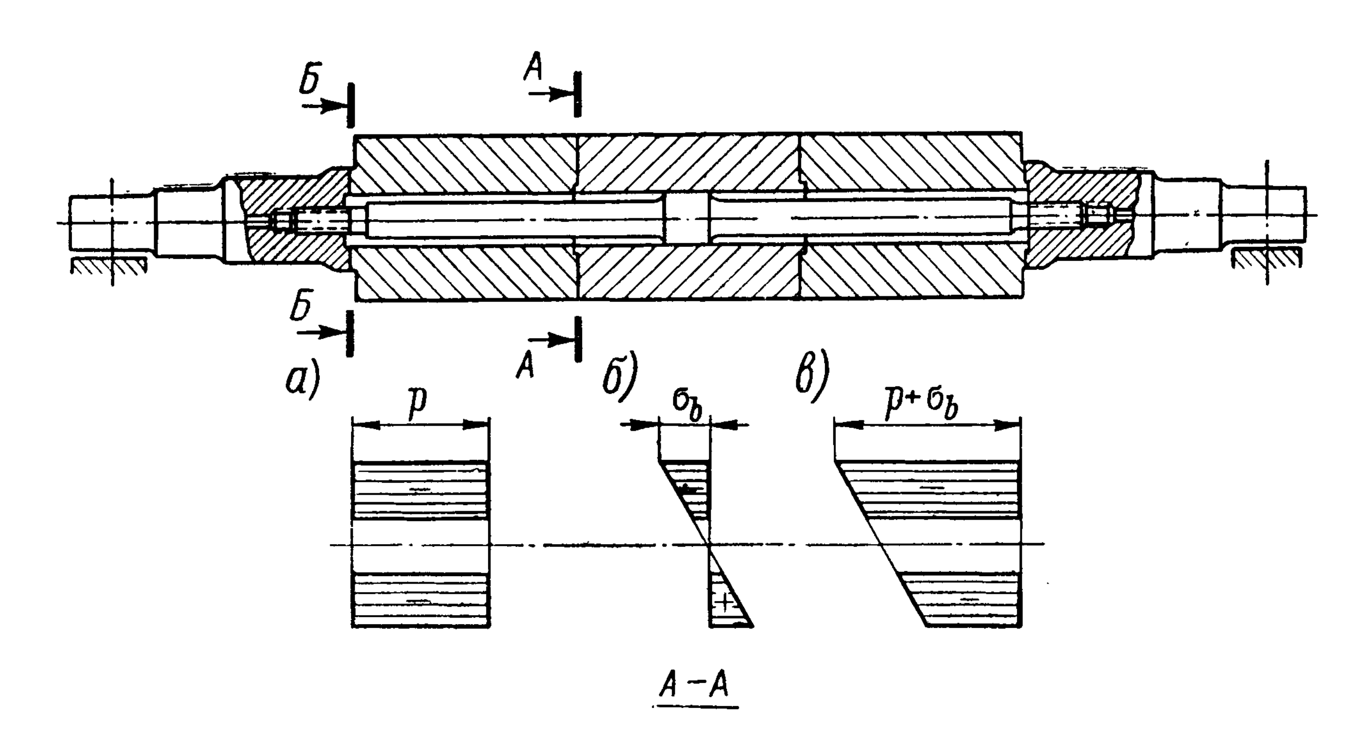


Рис. 9-9. Составной турборотор: *А—А*, *Б—Б* — стыки; *а* — аксиальное сжатие в результате термической усадки предварительно нагретого центрального вала; *б* — изгибающая нагрузка в стыке *А—А* вследствие действия изгибающего момента от собственного веса; *в* — наложение *а* и *б* — результирующее давление в стыке

сжатия p к изгибающему напряжению в стыке от действия собственного веса массивного ротора. Устойчивость против раскрытия стыков

$$k_0 = p/\sigma_b = pW/M_b, \tag{9-1}$$

характеризуемая этим отношением, должна быть, как показывает опыт, 6—8-кратной. Поверхности прилегания в стыках бочки ротора должны выполняться относительно небольшими с высоким напряжением сжатия (приблизительно 2000 $кГ/см^2$).

Механический расчет бочки ротора приведен на стр. 367 и далее.

Лобовые части обмотки закрепляются от действия центробежных сил роторными бандажами из аустенитной немагнитной стали. Бандажи ротора воспринимают очень высокие нагрузки, и они определяют предельно выполнимый диаметр ротора. Расчет бандажей излагается на стр. 371 и далее.

Безукоризненный ход турбороторов зависит не только от качества балансировки, но и от соотношения номинальной скорости вращения и критических изгибных скоростей (см. балансировку гибкого ротора на стр. 34 и далее). Поэтому должны быть определены изгибные и крутильные критические скорости вращения. Их расчет см. на стр. 388

и далее. Турборотор в значительной мере определяет связанные критические скорости вращения всей линии вала турбоагрегата (см. стр. 438). При расчете прочности турборотора следует учитывать не только центробежные силы и изгибающие моменты вследствие собственного веса и изгибных колебаний, но также и вращающие моменты, возникающие при коротких замыканиях (см. стр. 421 и далее). Последние в любом случае определяют выбор диаметра шеек вала в подшипниках как наиболее слабых мест вала на кручение.

9-4. Роторы асинхронных и коллекторных машин

При диаметре роторов до 600 *мм* листы активной стали ротора насаживаются непосредственно на гладкий вал, причем либо напрессовывается полностью шихтованный, а возможно, и обмотанный ротор (например, у двигателей с короткозамкнутым ротором — см. рис. 5-2,*а*), либо на вал собираются отдельные листы или насаживаются горячей посадкой отдельные пакеты (быстроходные машины и тяговые электродвигатели).

Конструкция пакета активной стали с радиальными вентиляционными каналами (см. рис. 5-5), или без них, или с аксиальными вентиляционными отверстиями (см. рис. 5-4) зависит от способа вентиляции ротора (см. стр. 493).

Шихтованный пакет быстроходных машин должен быть рассчитан на механическую прочность, причем в случае применения цельных дисков пакет рассчитывается как вращающийся диск (см. стр. 346 и далее), а при сегментированной конструкции, как указано на стр. 354, 363.

При цельных листах ротора диаметром по крайней мере до 1 *м*, которые часто уже не собираются непосредственно на гладкий вал, применяется ступица или остов якоря. При этом пакет активной стали рассчитывается только с учетом магнитного потока. У коллекторных машин на ступицу якоря обычно насаживается также и коллектор.

Вместо применения ступицы якоря вал может выполняться с ребрами (см. рис. 5-5). По сравнению с цилиндрическим валом ребристый вал имеет то преимущество, что при небольшом повышении веса за счет ребер он позволяет значительно повысить жесткость на изгиб и одновременно обеспечивает хорошую вентиляцию изнутри насаженного на вал пакета ротора. Поэтому такие валы часто применяются для машин с очень малым воздушным зазором, когда вал должен быть очень жестким на изгиб, начиная уже с диаметра ротора приблизительно 350 *мм*.

При бóльших диаметрах пакет ротора образуется из перешихтованных между собой сегментов (см. рис. 6-16 и 6-17). Шихтованный пакет ротора насаживается на колесо со спицами (см. рис. 4-1 и 4-3), причем обычно это выполняется таким образом, что пакет (обод) ротора может радиально расширяться. Если это происходит лишь в ограниченной мере, как, например, в случае крепления по рис. 4-6 б, то шихтованный обод следует рассматривать как закрепленный в ра-

диальном направлении внутрь на упругих спицах, и такой обод надо рассчитывать, как обод ротора со спицами (см. стр. 334 и далее).

Для приводных электродвигателей, которые должны удовлетворять высоким механическим требованиям, т. е. для машин, подвергающихся действию возникающих в эксплуатации пульсирующих или ударных нагрузок, должны учитываться высокие пиковые моменты, которые могут возникать в результате крутильных колебаний многомассовой системы линии вала и ротора. Такие моменты могут во много раз превышать номинальный вращающий момент.

Особо можно рекомендовать беззазорную заклиновку пакета ротора (посадку на шпонки), как показано на рис. 6-18, так как возможный тангенциальный сдвиг шихтованного пакета относительно остова ротора, например, при толчках нагрузки возбуждает дополнительные крутильные колебания, которые в свою очередь приводят к значительным дополнительным механическим нагрузкам ротора. Для того чтобы защитить от поломок конструкцию ротора, необходимо соразмерить между собой механическую надежность в отношении поломок пакета ротора и вала, шеек вала, муфт и шпинделей в смысле координации их механической прочности. При этом для защиты машины необходимо, чтобы в случае аварии неизбежный излом происходил не в любом произвольном месте, а в заранее предусмотренном определенном месте (заданном месте разрушения).

Шихтованный пакет ротора устанавливается часто на дисковых колесах или круглых штампованных пластинах (рис. 9-10), которые в длинных якорях располагаются в аксиальном направлении в двух или нескольких плоскостях. Для того чтобы в установившемся режиме работы также обеспечивалось равномерное распределение вращающих моментов по отдельным дискам, вал должен быть во много раз жестче на кручение, чем шихтованный пакет ротора, что в особой мере относится к двухъякорным электродвигателям. В последнем случае следует учитывать, что жесткость на кручение вала между якорями во много раз выше крутильной жесткости приводного вала или шпинделя, для того чтобы в переходных режимах обеспечивалась по возможности равномерная отдача энергии обеих вращающихся масс ротора.

Целесообразной конструкцией ротора является барабанный якорь, показанный на рис. 4-7 (колоколообразная конструкция).

Сварные швы остовов роторов для обеспечения необходимых высоких механических требований должны соответствовать новейшему уровню современной сварочной техники. В этой связи следует выделить из технологической карты на сварку некоторые важные производственные требования:

а) при расточке в процессе подготовки (разделки) кромок под сварку (см. детали *а* и *б* на рис. 9-10) надо следить за тем, чтобы удалялись все шлаковые включения;

б) чисто зашлифованные сварные соединительные швы между валом и диском должны испытываться ультразвуком и способом порошковой магнитной дефектоскопии, а также выборочным контролем посредством рентгенопросвечивания;

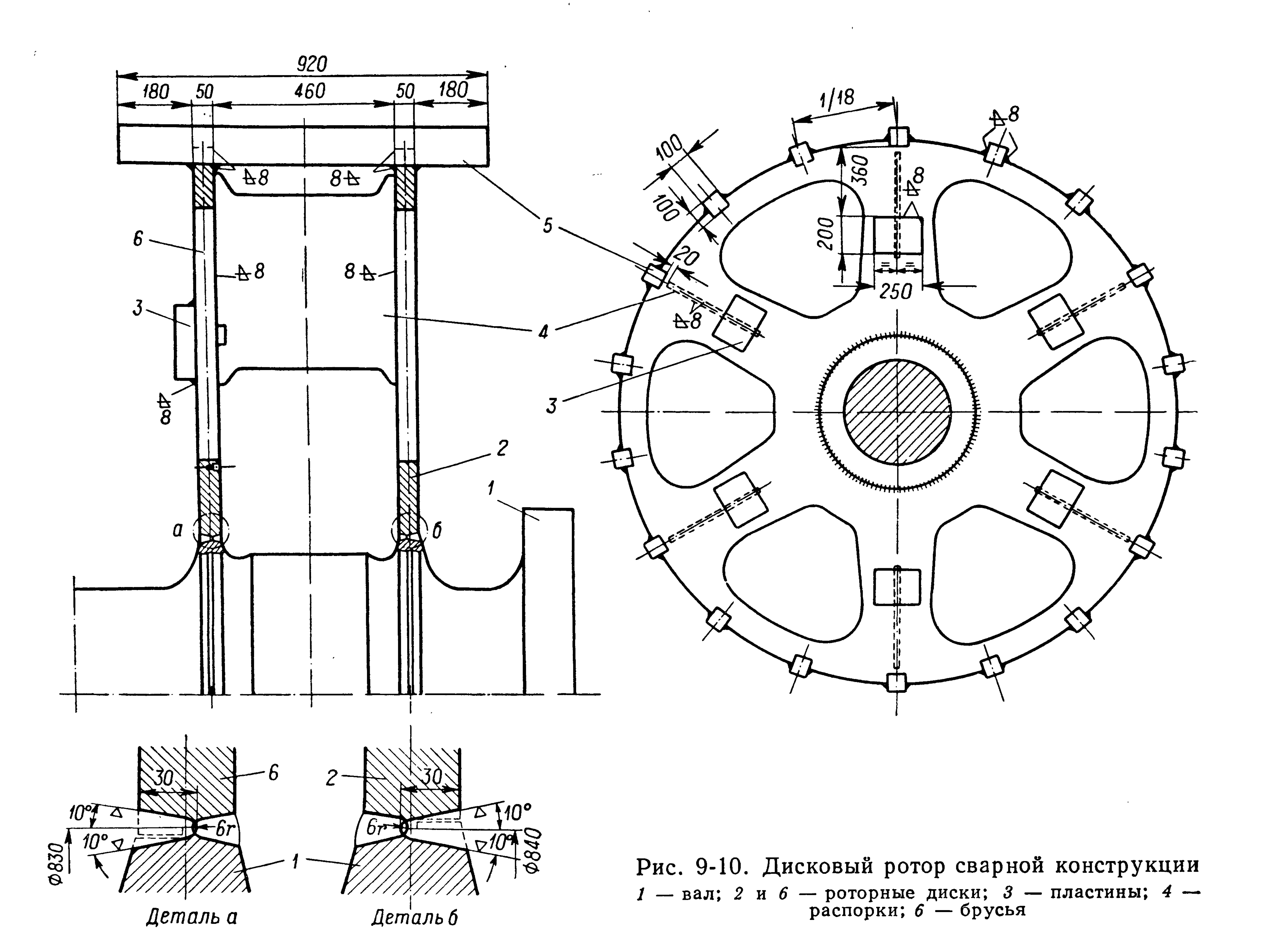


Рис. 9-10. Дисковый ротор сварной конструкции

1 — вал; *2* и *6* — роторные диски; *3* — пластины; *4* — распорки; *6* — брусья

в) готовый сваренный и испытанный остов ротора должен, например, следующим образом отжигаться для снятия напряжений. Нагрев производится в печи с повышением температуры со скоростью 50° С в час до 580—600° С, а затем в течение 2 *ч* производится полный отжиг при этой температуре с рекристаллизацией. После этого в течение часа температура повышается до 610—630° С и поддерживается в течение 6 *ч*. Затем печь должна остывать со скоростью 20° С в час до 400° С, а потом 30° С в час до 200° С. При температуре ниже 200° С печь можно открыть. Весь процесс отжига занимает приблизительно 40 *ч*.

9-5. Роторные бандажи

А. Проволочные бандажи. *1. Общие положения.* Лобовые части обмоток машин постоянного тока и асинхронных машин закрепляются от воздействия центробежных сил проволочными бандажами, намотан-

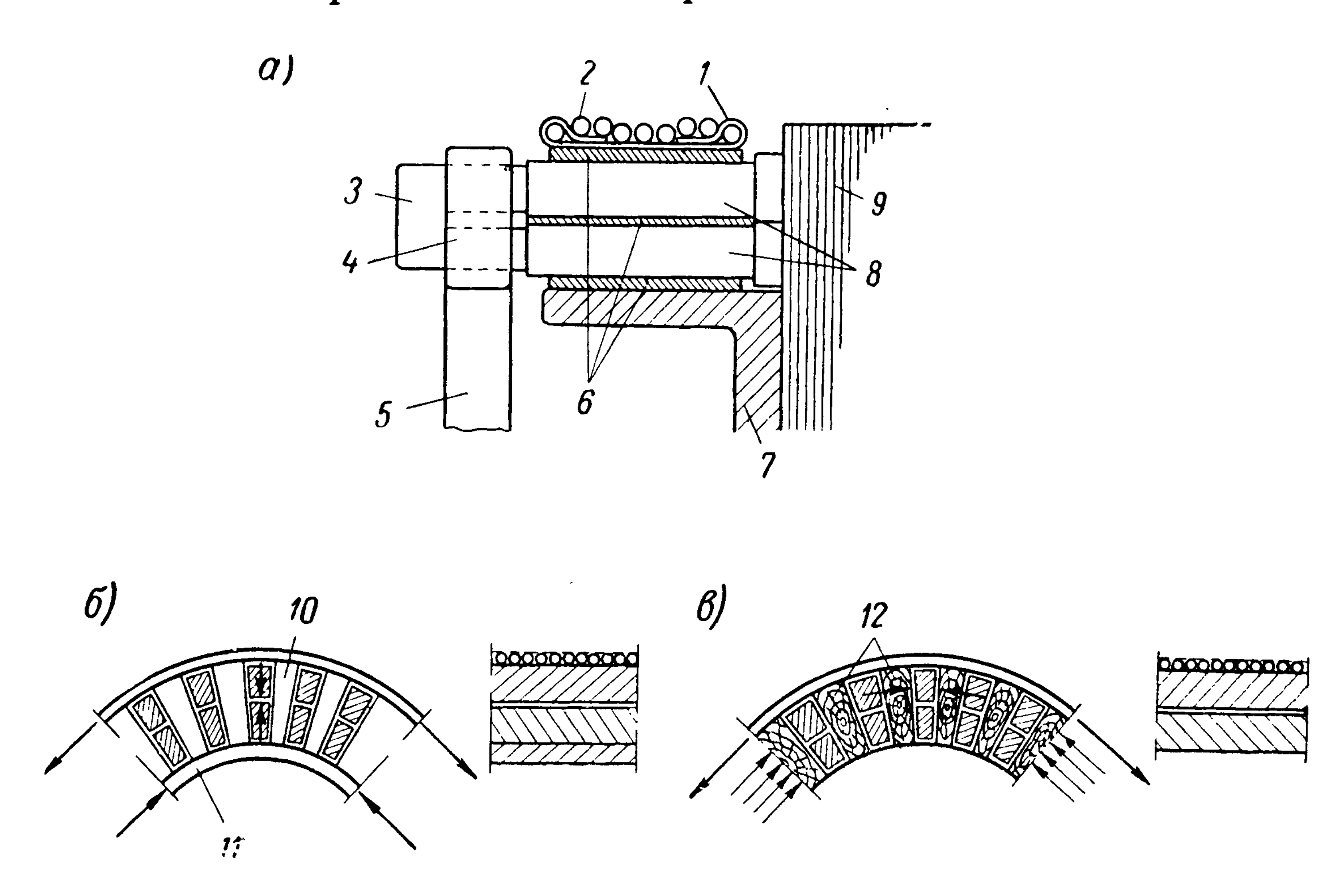


Рис. 9-11. Проволочные бандажи: *а* — конструкция однослойного (радиальнонажимного) бандажа; *б* — радиальнонажимной бандаж; *в* — дугонажимной бандаж

1 — связной или концевой замок; *2* — однослойная намотка; *3* — лопасть вентилятора; *4* — хомутик; *5* — петушок коллектора; *6* — изоляция; *7* — несущее кольцо (одновременно нажимная плита для шихтованных листов ротора); *8* — обмотка ротора; *9* — тело ротора; *10* — воздух; *11* — несущее кольцо; *12* — изоляционный клин (дерево, синтетический материал и т. п.)

ными в один или несколько слоев (рис. 9-11). У малых машин бандажи накладываются не только на лобовые части, но и по активной длине ротора вместо пазовых клиньев. При этом обеспечивается лучший отвод тепла, чем через клинья. Проволока проходит на соответствующем расстоянии через замки из полосовой стали (жести) (рис. 9-12) и закрепляется на концах замками двойной толщины. Проволока и замки должны хорошо лудиться, для того чтобы бандажи могли паяться мягким припоем. Пайка бандажей и замков обусловливает в случае ремонта необходимость полной размотки бандажа. Так называемые патентованные замки, которые позволяют исключить этот

недостаток и могут при необходимости сниматься и вновь устанавливаться, не зарекомендовали себя на практике.

Для ограничения вихревых токов и вызываемого ими нагрева отдельные слои бандажа должны изолироваться друг от друга изоляционными материалами (слюда, стеклолента, прессшпан, синтетические материалы и т. д.) В направлении вдоль оси машины бандажи также должны подразделяться в соответствии с рис. 9-13. Вблизи активной стали, где имеются сильные поля рассеяния, необходимо особо следить за допустимыми расстояниями между бандажами и пакетом.

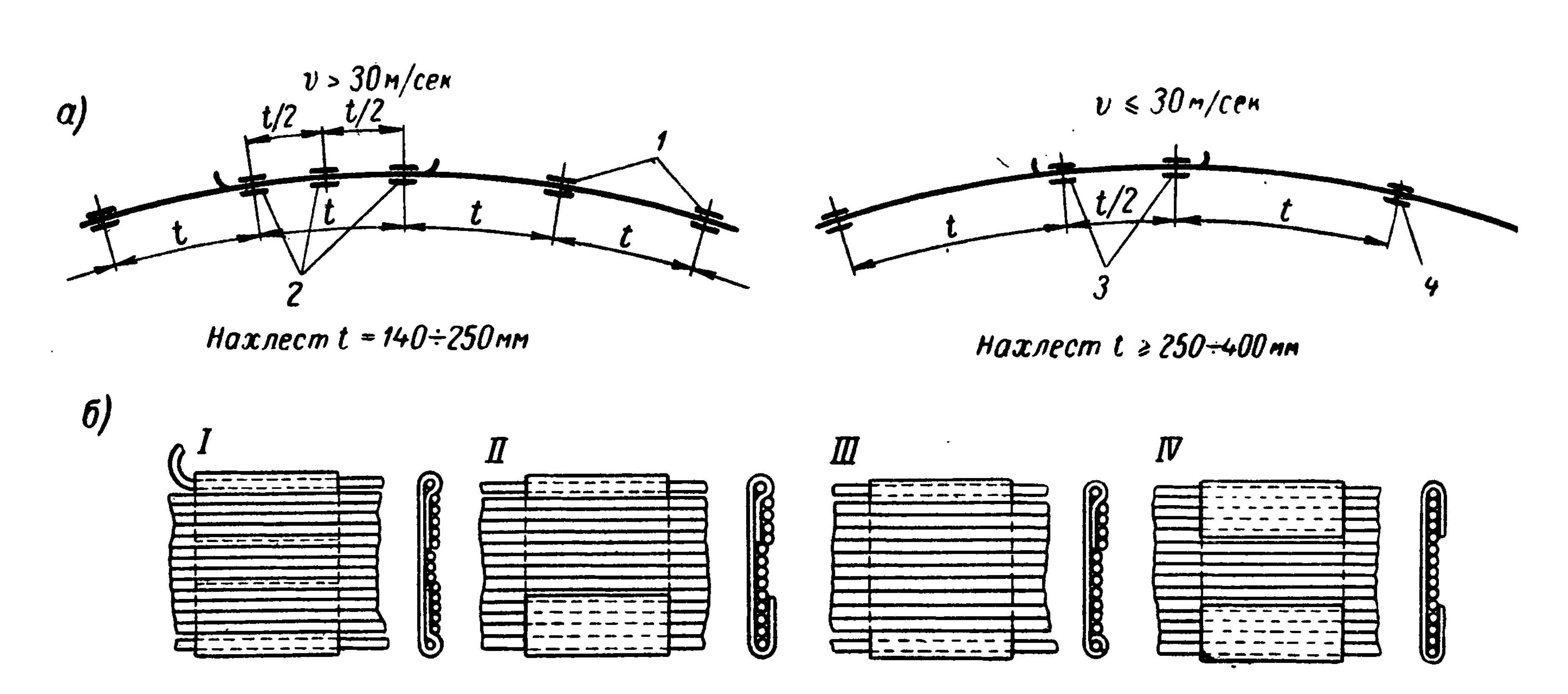


Рис. 9-12. Замки бандажей на обмотках: *а* — распределение замков. Замки отдельных слоев бандажа должны не лежать друг над другом, а располагаться с равномерным взаимным смещением; *б* — применяемые замки. У электрических машин с окружными скоростями $v > 30$ *м/сек*, у всех возбудителей генераторов и у всех тяговых двигателей в случае однослойных бандажей и в верхнем слое многослойных бандажей концевые замки должны выполняться по конструкции *I*, а связные замки — по конструкции *III*. В случае наличия двух- и многослойных бандажей в нижних слоях концевые и связные замки должны выполняться по конструкции *II*. Во всех прочих случаях концевые замки должны выполняться по конструкции *II*, а связные замки — по конструкции *II* или *IV*

1 — связные замки; *2* — три концевых замка; *3* — два концевых замка; *4* — связной замок

Применяются три сорта бандажной проволоки (см. табл. 2-17). Наиболее дешевой и надежной является магнитная стальная проволока с пределом прочности при растяжении $\sigma_B = 180$ *кГ/мм²*. Если необходима немагнитная проволока, то при малых нагрузках применяется бронзовая проволока с пределом прочности при растяжении $\sigma_B = 75$ *кГ/мм²*, а при более высоких нагрузках — аустенитная стальная проволока с пределом прочности при растяжении $\sigma_B = 140$ *кГ/мм²*. Высокая прочность таких проволок достигается путем холодной вытяжки. Немагнитная стальная проволока особенно чувствительна к образованию тонких трещин (волосовин) поперек оси при холодной деформации, поэтому не следует применять такую проволоку с диаметром менее 1,5 *мм*. В зависимости от того, применяется ли стальная или бронзовая проволока, связные и концевые замки выполняются из белой или бронзовой жести.

Наиболее высоким нагрузкам в эксплуатации бандаж подвергается при угонной скорости вращения (от 125 до 190% и более номинальной скорости вращения). Допустимое растягивающее напряжение в бандажной проволоке принимается в зависимости от величины машины и скорости вращения равным 25—40% предела прочности при растяжении. Такая относительно небольшая величина объясняется ненадежностью паек в бандажах. Для того чтобы добиться при работе машины возможно малых деформаций лобовых частей обмотки, в бандажах создается определенное предварительное натяжение. Бандажи

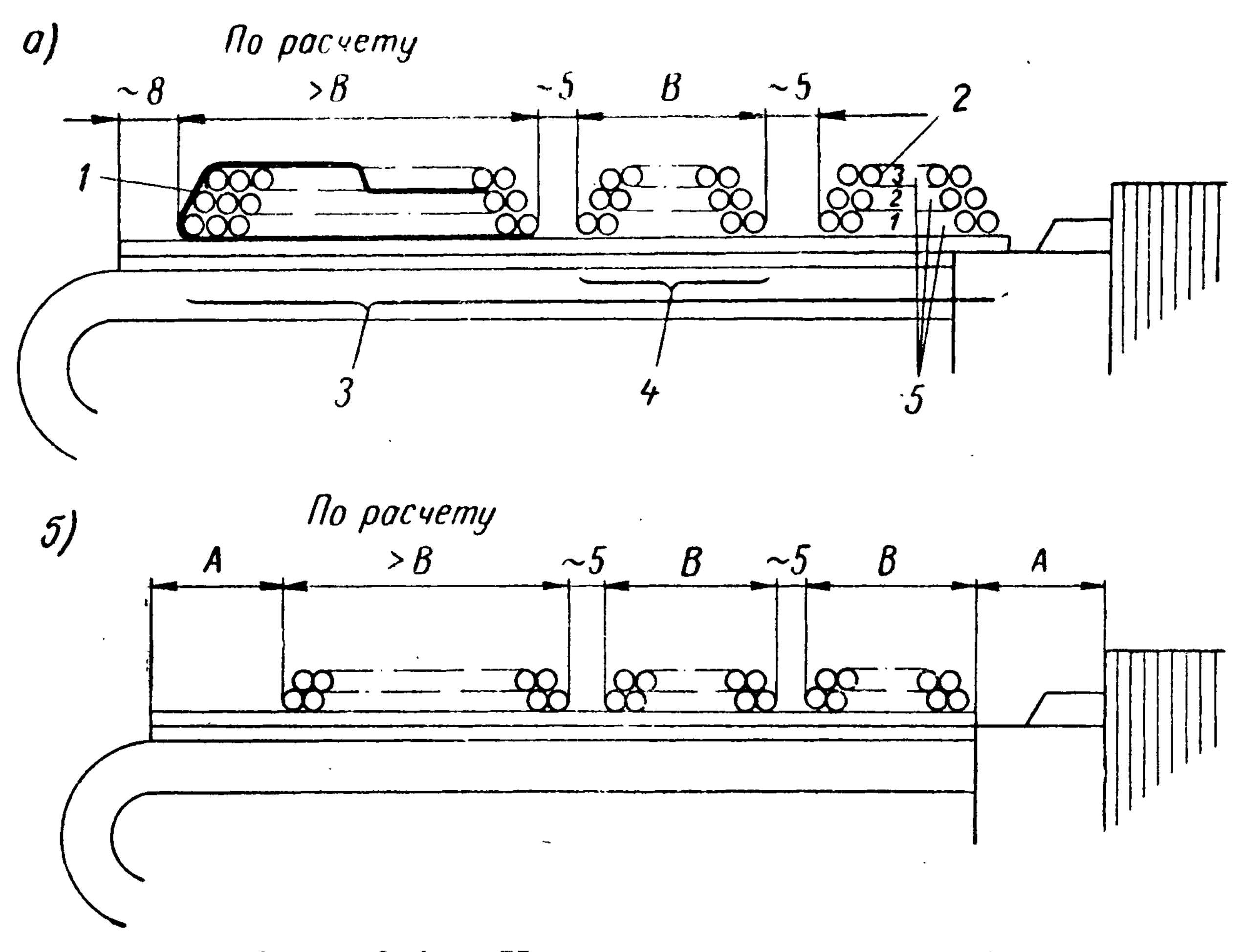


Рис. 9-13. Конструкция бандажей

1 — суровое полотно; *2* — бронзовая проволока; *3* — бандаж; *4* — бандажный пакет; *5* — слой бандажа; *А* — около 1 *мм* на 100 *в*, минимально 5 *мм*; *В* — около 25 *мм* при диаметре проволоки 1 *мм*; 40 *мм* при диаметре проволоки 1,5 *мм* и 60 *мм* при диаметре проволоки 2 *мм*

на ротор наматываются с натягом, в результате чего лобовые части обмотки сжимаются. Необходимая сила натяга при намотке для обеспечения предварительного сжатия обмотки во всем диапазоне скоростей вращения, т. е. вплоть до угонной скорости, может быть определена по диаграмме предварительного натяга или диаграмме упругих деформаций (рис. 9-14).

Лобовая часть обмотки постоянно находится в состоянии предварительного сжатия под радиальным и тангенциальным давлением, что оказывает благоприятное влияние на спокойной ход машины. Сжатие предотвращает расхождение отдельных проводников лобовой части обмотки, благодаря чему исключается возможное смещение и возникновение небаланса. У быстроходных машин центробежные силы могут быть настолько велики, что одного слоя бандажной проволоки будет недостаточно, вследствие чего придется выполнять многослойные бандажи. Однако каждый последующий слой, который наматывается с натягом, частично ослабляет расположенные под ним слои бандажа вследствие податливости основания. Поэтому при многослой-

ном бандажировании первые (нижние) слои должны наматываться с бо́льшим натягом, чем последующие (верхние) слои. Однако устанавливаемое на намоточном станке натяжение не должно для стальной проволоки составлять больше половины, а для бронзовой проволоки больше одной трети предела ее прочности при растяжении. Таким образом, для различных диаметров проволоки получаются приведенные в табл. 2-17 допустимые силы натяжения при намотке бандажей.

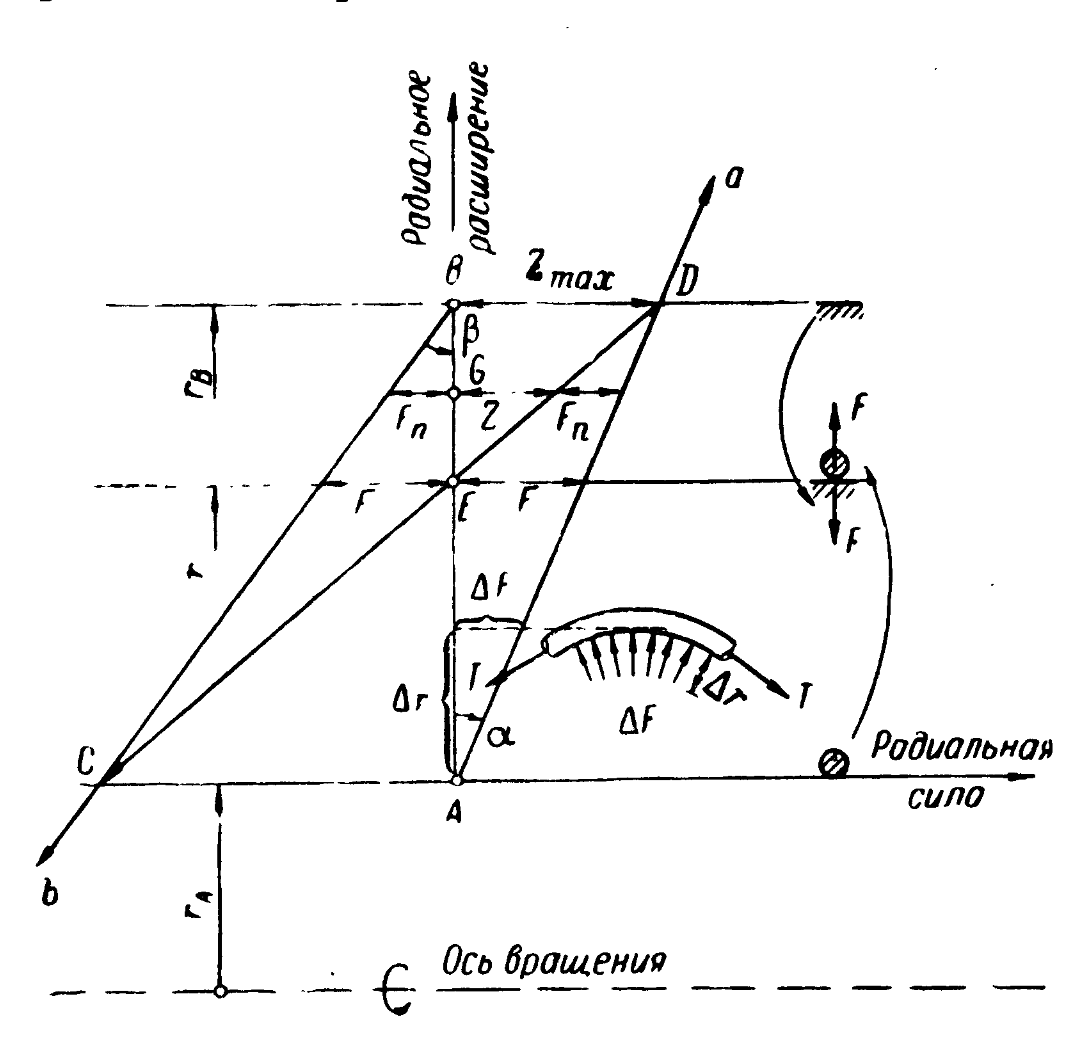


Рис. 9-14. Диаграмма предварительного натяга для однослойной бандажировки

$\overline{AB}$ — величина радиального натяга; $k_a = \operatorname{ctg} \alpha$ — коэффициент радиальной жесткости проволочного кольца (растяжение); $k_b = \operatorname{ctg} \beta$ — коэффициент радиальной жесткости основания (сжатие); a, b — характеристики деформации свободного проволочного кольца и свободного основания; $\overline{CD}$ — характеристика предварительно напряженной конструкции; E — точка равновесия сил предварительного натяга в состоянии покоя; $\overline{AE}$ — радиальная деформация растяжения проволочного кольца; $\overline{BE}$ — радиальное сжатие основания; F — сила предварительного натяга; Z — центробежная сила основания и проволочного кольца; F_n — радиальная сила сжатия основания при работе; $Z + F_n$ — радиальная сила растяжения проволочного кольца при работе; Z_{max} — максимально допустимая центробежная сила, при которой предварительный натяг обращается в нуль

Следует различать случаи, когда бандажи накладываются на обмотку, лежащую на цилиндрическом основании, и когда натяжение бандажа воспринимается тангенциальным сжатием клиньев. На рис. 9-11, *б* показано продольное и поперечное сечение участка лобовой части обмотки с радиальнонажимным бандажом, а на рис. 9-11, *в* — с дугонажимными бандажами. Роторная обмотка с дугонажимным бандажом удерживается в радиальном направлении только силами трения. Для быстроходных машин эта конструкция не рекомендуется ввиду возможных смещений в сторону небаланса.

2. Однослойные бандажи. На рис. 9-14 точкой A обозначено радиальное положение бандажного кольца, именуемого далее просто кольцом, а точкой B — положение несжатой лобовой части обмотки, именуемой ниже основанием. Следовательно, отрезок $\overline{AB}$ выражает величину радиальной усадки. Если кольцо расширяется радиально на величину Δr, то для этого необходима радиальная сила ΔF. Поэтому наклон прямой a или $\operatorname{tg} \alpha$ выражает постоянное отношение радиальной силы к радиальному растяжению кольца, соответственно наклон прямой b или $\operatorname{tg} \beta$ выражает такое же отношение для основания. Таким образом, величины $\operatorname{tg} \alpha$ и $\operatorname{tg} \beta$ выражают своего рода жесткости кольца и основания. Более целесообразно вести расчет с обратными величинами жесткостей, так называемыми коэффициентами влияния

(податливостями) $k_a = \mathrm{ctg}\,\alpha$ и $k_b = \mathrm{ctg}\,\beta$. Эти величины представляют в данном случае отношение радиальной деформации к радиальной силе. Они не зависимы от изменений сил или деформаций во время работы и представляют собой конструктивные постоянные. Коэффициенты влияния можно рассматривать так же, как деформации, вызванные единичными нагрузками, что делает их особенно наглядными.

Пересечение прямых $\overline{CD}$ и $\overline{AB}$ на диаграмме рис. 9-14 определяет точку E как радиальное положение равновесия предварительно напряженной упругой системы, в которой кольцо и основание действуют друг на друга с одинаковыми противоположно направленными радиальными силами F. Эти радиальные силы F прямо пропорциональны тангенциальным силам, растягивающим кольцо и сжимающим основание. Здесь следует обратить внимание на то, что диаграмма предварительного натяга (рис. 9-14) изображает только взаимозависимость между радиальной деформацией и вызывающей ее радиальной силой, но ничего не говорит о линейной зависимости между радиальной и тангенциальной силами.

Для произвольного кольца с радиусом r, площадью поперечного сечения A и модулем упругости E, как известно, справедливы следующие зависимости между радиальной силой F, тангенциальной силой T, радиальным расширением и радиальным коэффициентом влияния k_p (см. приложение 1):

$$T = F/2\pi; \qquad (9\text{-}2)$$

$$u = \frac{F}{2\pi}\cdot\frac{r}{EA} = T\frac{r}{EA}; \qquad (9\text{-}3)$$

$$k_p = u/F = r/(2\pi EA). \qquad (9\text{-}4)$$

Прямая $\overline{CD}$ в диаграмме предварительного натяга по рис. 9-14 выражает упругое состояние системы в диапазоне предварительного натяга $\overline{AB}$ в целом. Возникающая при работе машины центробежная сила Z (основание плюс кольцо) обусловливает смещение точки покоя E в точку G, причем радиальная сила, действующая на основание, уменьшается с F до F_n, а радиальная сила, воспринимаемая бандажным кольцом, увеличивается со значения F до $Z + F_n$. Нетрудно установить, что предварительный натяг бандажа будет обеспечиваться только до тех пор, пока точка G, перемещаясь по $\overline{AB}$, не выйдет за точку B, т. е. когда остается $Z < \overline{BD}$. Если Z совпадает с $\overline{BD}$, то предварительный натяг используется полностью. Для оценки степени предварительного натяга можно использовать величину отношения максимально допустимой центробежной силы к имеющейся центробежной силе в диапазоне существования предварительного натяга. Эту величину называют надежностью (запасом) c предварительного натяга, и она должна быть всегда больше единицы. Из геометрических зависимостей рис. 9-14 следует

$$c = \frac{Z_{\max}}{Z} = \frac{F}{Z}\left(1 + \frac{k_b}{k_a}\right) \geqslant 1. \qquad (9\text{-}5)$$

Если, наоборот, c меньше единицы, то имеющаяся центробежная сила Z уже не может восприниматься бандажом в диапазоне предварительного его натяга.

Следует иметь в виду, что нагрузка на бандаж при вращении в холодном состоянии всегда будет несколько больше самой центробежной силы без предварительного натяга бандажа. Однако эта разница, обусловливаемая радиальной силой F_n, уменьшается с повышением использования предварительного натяга и полностью исчезает при полном его использовании ($Z = Z_{max} = \overline{BD}$).

Таким образом, нагрузка бандажной проволоки должна рассчитываться в состоянии покоя на радиальную силу F, а при вращении в холодном состоянии — на $F_n + Z$. Так как по рис. 9-14 $F_n + Z$ всегда больше F, то нагрузка бандажа при работе будет всегда несколько больше, чем в состоянии покоя. Коэффициент увеличения можно легко определить по рис. 9-14. Получается

$$V_n = \frac{F_n + Z}{F} = 1 + \frac{Z}{F} k_R \geqslant 1, \quad k_R = \frac{k_b}{k_a + k_b}. \tag{9-6}$$

Диаграмма предварительного натяга строится по трем известным вначале величинам k_a, k_b и F (допустимое растяжение бандажа) и совершенно однозначно определяется этими величинами. Однако затем необходимо проверить, будет ли центробежная сила Z во всех режимах работы восприниматься в диапазоне предварительного натяга с достаточной надежностью ($c \geqslant 2$) без превышения допустимых нагрузок на материалы.

Учет нагрева. Влияние разности температур между основанием и бандажом можно наиболее просто проследить с помощью диаграммы деформаций. Если обозначить через δ_a и δ_b свободные расширения бандажа и основания под влиянием повышенной температуры,[1] то точки A и B переместятся на диаграмме рис. 9-14 радиально наружу. Как правило, лобовая часть обмотки нагревается сильнее бандажной проволоки, так что будет $\delta_b > \delta_a$. При этом первоначальная величина усадки $\overline{AB}$ увеличивается на величину δ_b—δ_a. Необходимо вычертить новую диаграмму с увеличенным основанием $(\overline{AB})_t = \overline{AB} + \delta_b - \delta_a$, и так как прямые a и b сохраняют свой наклон (коэффициенты влияния не зависят от температуры), то при этом мы получим увеличенную пропорционально первоначальной фигуру с увеличенными в

$$V_t = \frac{(\overline{AB})_t}{\overline{AB}} = 1 + \frac{\delta_b - \delta_a}{F(k_a + k_b)} \tag{9-7}$$

раз силами. V_t — коэффициент, выражающий влияние температуры. Как правило, он больше единицы.

3. Многослойные бандажи. Если допустимый натяг намотки, а вместе с тем и радиальная сила F по рис. 9-14 слишком малы для того,

---

[1] В самом общем виде $\delta = \alpha_l \nu l$, где α_l — коэффициент линейного теплового расширения; ν — разность между эффективной и монтажной температурами и l — определяющая для рассматриваемого температурного расширения длина объекта.

чтобы имеющаяся центробежная сила Z могла восприниматься в диапазоне предварительного натяга $\overline{AB}$, или если превышаются допустимые напряжения, то следует применить многослойный бандаж. Соотношения сил и деформаций лучше всего определять графическим путем с помощью диаграммы (рис. 9-15). При этом опять начинают с наложения первого слоя бандажа с коэффициентом влияния $k_a = \operatorname{ctg} \alpha$ на основание, имеющее коэффициент влияния $k_b = \operatorname{ctg} \beta$, и доходят таким путем до точки покоя E_1. Упругое состояние в целом снова выражается прямой $\overline{CE_1D_1}$. Радиальные силы F_1, действующие

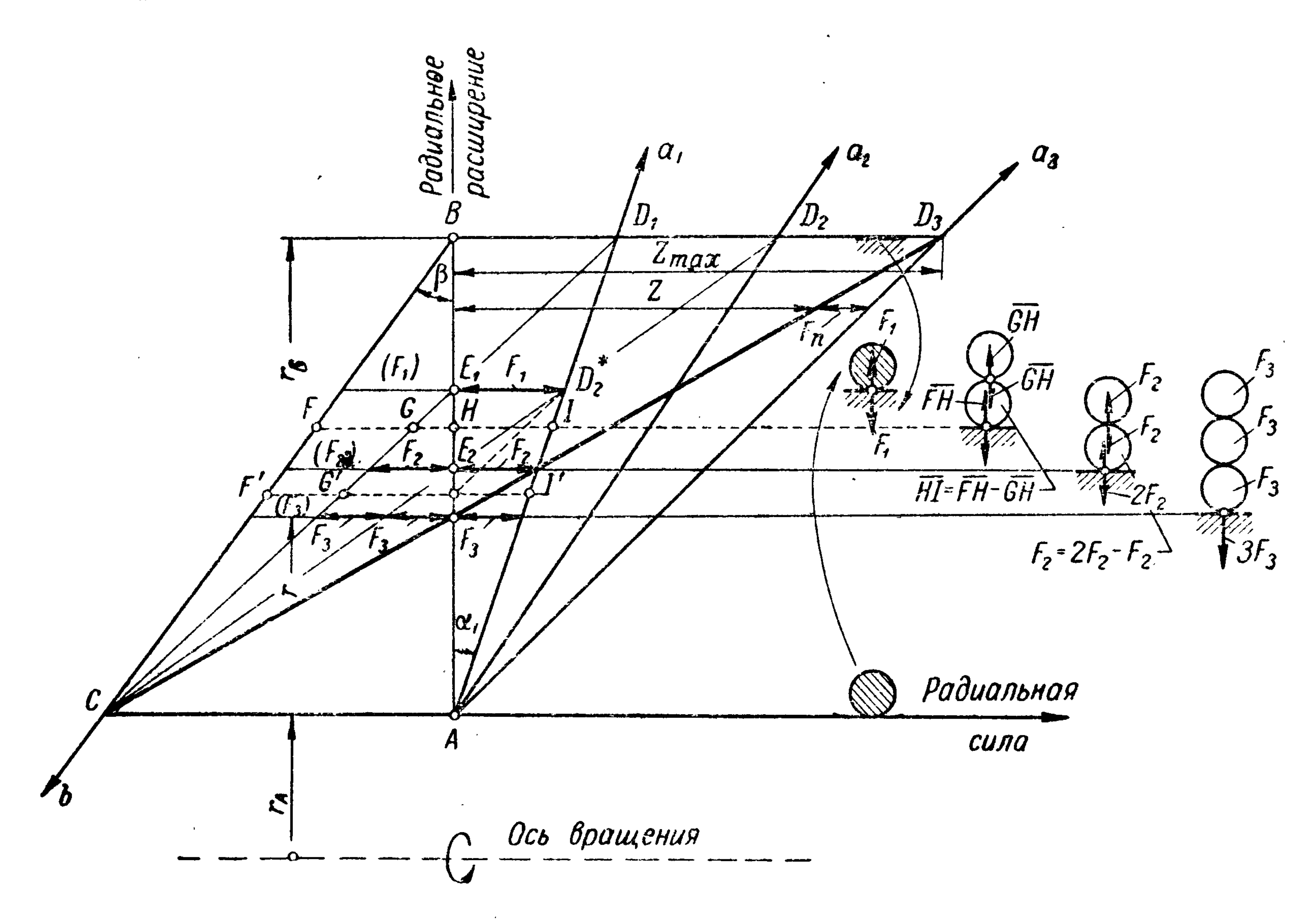


Рис. 9-15. Диаграмма предварительного натяга для многослойного бандажа. Пример с тремя слоями

на основание и на кольцо, противоположны по направлению и равны по величине. Если теперь наматывать второй слой, то это будет соответствовать воздействию извне радиальной силы (аналогичной по своему действию центробежной силе — см. рис. 9-14, только с обратным знаком).

На рис. 9-15 для пояснения выберем силу намотки второго слоя, которая соответствует радиальной силе $\overline{GH}$. Радиальное давление на основание при этом возрастает с F_1 до $\overline{FH}$, а радиальная сила первой намотки уменьшится со значения F_1 до $\overline{HI}$. Если бы второй слой накладывался с тем же натягом проволоки, соответствующим радиальному давлению F_1, что и первый слой, то получались бы соотношения сил $F'G' : G'H' : H'I'$, т. е. первый слой бандажа разгрузился бы на величину $\overline{H'I'} < F_1$. При этом предварительное натяжение обоих слоев было бы различным. Поэтому натяг проволоки второго и последующих слоев бандажа целесообразно выбирать так, чтобы предвари-

тельное натяжение проволок всех слоев было одинаковым.[1] В этом случае многослойный бандаж можно рассматривать и рассчитывать как однородное тонкое кольцо с предварительным натягом. В диаграмме уравнивание сил соответствует точке E_2, которая определяется пересечением $\overline{CD_2^*}$ с $\overline{AB}$. Для этой точки покоя E_2 силы натяжения в обоих слоях проволоки равны между собой. Для того чтобы достичь этого, необходимо наматывать первый слой с натяжением проволоки, соответствующим $F_1 > F_2$.

Отношение F_2 к F_1 зависит только от отношения коэффициентов влияния проволочного кольца и основания. Совершенно аналогично поступают при числе слоев более двух. В точках покоя E_i проволоки имеют при соответствующих натяжениях одинаковые предварительные напряжения. Из диаграммы предварительных натягов для обеспечения одинаковых предварительных напряжений слоев получаются необходимые натяжения проволок следующих друг за другом слоев бандажа при условии, что $v = k_a/k_b = \operatorname{ctg}\alpha/\operatorname{ctg}\beta = \operatorname{tg}\beta/\operatorname{tg}\alpha$ выражает отношение радиальных коэффициентов влияния бандажного кольца и лобовой части обмотки:

$$1 : \frac{1+v}{2+v} : \frac{1+v}{3+v} : \frac{1+v}{4+v} : \ldots : \frac{1+v}{n+v}.$$

Результаты расчета для различных значений v приведены в табл. 9-2.

Таблица 9-2. **Натяг бандажной проволоки при многослойной бандажировке**

$v = \frac{k_a}{k_b}$	Характеристика основания	Аналог	Отношение натягов слоев проволоки $\frac{\text{изнутри}}{\text{снаружи}}$
0	Основание мягкое или отсутствует	—	$100 : 50 : 33\,^1/_3 : 25 \ldots$
1	Одинаковая радиальная жесткость	Дугонажимной бандаж	$100 : 66^2/_3 : 50 : 40 \ldots$
$6\,^2/_3$	—	Радиальнонажимной бандаж	$100 : 88^1/_2 : 79 : 72 \ldots$
∞	Основание жесткое или неподатливое	—	$100 : 100 : 100 : 100 \ldots$

[1] Само собой разумеется, что натяжения различных слоев можно выбирать таким образом, чтобы взаимное наложение с центробежной силой давало одинаковые нагрузки внутренних и наружных слоев. Так как известно, что однородное кольцо на внутренней стороне имеет бóльшие напряжения, чем на наружной, то внутренние слои бандажа следует соответственно меньше напрягать. Однако у нормальных бандажей эта разница настолько мала, что можно обойтись без такого усложнения.

Из табл. 9-2 видно, что в любом случае натяг намотки каждого последующего слоя должен быть больше 50% натяга предыдущего слоя. Величина центробежной силы, складывающаяся из центробежных сил основания и n-слойного бандажа, не должна превышать величину $\overline{BD_i}$ на диаграмме рис. 9-15 и, следовательно, для трех слоев величину $\overline{BD_3}$. В общем случае $\overline{BD_i}$ является максимально допустимой центробежной силой в диапазоне существования предварительного натяга. В настоящее время благодаря наличию технически совершенных бандажировочных станков и накопленному опыту предварительной бандажировки в печи с целью максимального исключения составляющих пластических деформаций в лобовой части обмотки без каких-либо затруднений выполняются бандажи с числом слоев до десяти и выше. Однако в каждом отдельном случае при таком большом числе слоев следует решить вопрос, не будет ли более целесообразным применение массивных стальных бандажей, которые, правда, будут более дорогими, но в то же время более простыми в изготовлении.

4. Примеры расчета бандажей. Расчет радиальнонажимного бандажа для ротора диаметром 415 *мм*.

Однослойный бандаж.

Бандаж:

Поперечное сечение стальной проволоки (∅ 2 *мм*) $A_a = 0{,}1^2 \cdot \pi = 3{,}14 \cdot 10^{-2}$ *см*².

Радиус $r = 19{,}61$ *см*.

Предел прочности при растяжении $\sigma_B = 18\,000$ *кГ/см*².

Допустимое напряжение при намотке $\sigma_{w\ \text{доп}} = 50\%\ \sigma_B = 9000$ *кГ/см*².

Допустимое напряжение при работе $\sigma_{\text{доп}} = 35\%\ \sigma_B = 6300$ *кГ/см*².

Модуль упругости $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ *кГ/см*².

Коэффициент теплового расширения $\alpha_l = 11 \cdot 10^{-6}$ на 1° С.

Превышение температуры (перегрев) $\vartheta = 55°$ С.

Лобовая часть обмотки:

Радиальная высота $h = 4{,}41$ *см*.

Коэффициент теплового расширения (электролитическая медь) $\alpha_l = 17 \cdot 10^{-6}$ на 1° С.

Превышение температуры (перегрев) $\nu = 80°$ С.

Втулка:

Радиус стального цилиндра $r = 15{,}10$ *см*.

Коэффициент теплового расширения $\alpha_l = 11 \cdot 10^{-6}$ на 1° С.

Превышение температуры (перегрев) $\vartheta = 60°$ С.

Расчет целесообразно вести на 1 *см* длины, т. е. на 5 проволок, в слое.

Центробежные силы при угонной скорости вращения (заданы):

Основание (лобовая часть обмотки) $Z_b = 5685$ *кГ*

Кольцо (бандаж из 5 проволок) $Z_n = 415$ *кГ*

$Z = 6100$ *кГ*

Сила намотки на одну проволоку:

Мы не можем полностью использовать допустимое напряжение намотки и выбираем

$$\sigma_w = 5400\ кГ/см^2 = 30\% \sigma_B;\quad T = A_a \sigma_w = 3,14 \cdot 10^{-2} \cdot 5400 = 170\ кГ.$$

Радиальная сила кольца в состоянии покоя (5 проволок): $F = 5 \cdot 2\pi T = 5 \cdot 2\pi \cdot 170 = 5330$ *кГ* (предварительное натяжение в холодном состоянии).

Коэффициент влияния:

для кольца (см. приложение 1, стр. 505)

$$k_a = \frac{r_a}{2\pi E \cdot 5A_a} = \frac{19,61}{2\pi \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 5 \cdot 3,14 \cdot 10^{-2}} = 9,45 \cdot 10^{-6}\ см/кГ;$$

для основания (задан) $k_b = 1,42 \cdot 10^{-6}$ *см/кГ*.

Вспомогательные величины:

$$k_R = \frac{k_b}{k_a + k_b} = \frac{1,42 \cdot 10^{-6}}{(9,45 + 1,42) \cdot 10^{-6}} = 0,131;\quad v = \frac{k_a}{k_b} = \frac{9,45 \cdot 10^{-6}}{1,42 \cdot 10^{-6}} = 6,65.$$

Коэффициент увеличения напряжения в кольце при работе в холодном состоянии:

$$V_n = 1 + \frac{Z}{F} k_R = 1 + \frac{6100}{5300} \cdot 0,131 = 1,15.$$

Надежность (запас) предварительного натяжения при работе в холодном состоянии

$$c = \frac{F}{Z}\left(1 + \frac{k_b}{k_a}\right) = \frac{5330}{6100}\left(1 + \frac{1}{6,65}\right) = 1,01 \begin{cases} > 1, \\ < 2. \end{cases}$$

Тепловые расширения	α_l	ϑ	r_a	h	r	δ
δ_a кольца	$11 \cdot 10^{-6}$	55° C	19,61			0,01185
δ_b лобовой части обмотки	$17 \cdot 10^{-6}$	80° C		4,41		0,00600 } 0,01595
δ_b стальной втулки	$11 \cdot 10^{-6}$	60° C			15,10	0,00995 }
						$\delta_b - \delta_a = 0,0041$ *см*

Коэффициент увеличения напряжения в кольце вследствие нагрева:

$$V_t = 1 + \frac{\delta_b - \delta_a}{F(k_a + k_b)} = 1 + \frac{0,0041}{5330\,(9,45 + 1,42) \cdot 10^{-6}} = 1,071.$$

Максимальное напряжение при работе в нагретом состоянии:

$$\sigma_{max} = \sigma_w V_n V_t = 5400 \cdot 1,15 \cdot 1,071 = 6650\ кГ/см^2 > 6300\ кГ/см^2 = \sigma_{доп}.$$

Мы видим, что допустимое напряжение превышено на 5,5%. Новая попытка расчета с меньшим предварительным натягом потерпела бы неудачу потому, что центробежная сила уже не могла бы воспри-

ниматься в пределах существования предварительного натяга, как это видно по коэффициенту $c \approx 1$. Если не желательно, чтобы допустимое напряжение возрастало с 35% σ_B до 40% $\sigma_B = 7200$ *кГ/см*², то следует предусмотреть многослойную бандажировку.

Трехслойный бандаж. Здесь также справедливы постоянные предыдущего примера, снова следует принять для напряжения намотки первого слоя $\sigma_w = 5400$ *кГ/см*² $= 30\%$ σ_B, а допустимое напряжение в бандаже установить $\sigma_{доп} = 35\%$ $\sigma_B = 6300$ *кГ/см*².

Центробежные силы при угонной скорости вращения (на 1 *см* аксиальной длины):

Основание (лобовая часть обмотки) $Z_b = 5685$ *кГ*.
Кольцо (бандаж с $3 \cdot 5 = 15$ проволоками) $Z_a = 1245$ *кГ*.

$Z_з = 6930$ *кГ*.

Соотношение напряжений намотки для трех следующих друг за другом слоев:

$$1 : \frac{1+v}{2+v} : \frac{1+v}{3+v} = 1 : \frac{1+6{,}65}{2+6{,}65} : \frac{1+6{,}65}{3+6{,}65} = 1 : 0{,}885 : 0{,}793.$$

Усилие в кольце на одну проволоку в состоянии покоя после намотки:

$$T_з = 0{,}793T = 0{,}793 \cdot 170 = 135 \text{ кГ}.$$

Напряжение во всех трех слоях кольца в состоянии покоя после намотки:

$$\sigma_з = 0{,}793\sigma_w = 0{,}793 \cdot 5400 = 4280 \text{ кГ/см}^2.$$

Радиальное усилие, создаваемое кольцом в состоянии покоя ($3 \cdot 5 = 15$ проволок):

$$F_з = 15 \cdot 2\pi T_з = 15 \cdot 2\pi \cdot 135 = 12\,700 \text{ кГ}.$$

Коэффициенты влияния (податливости):

В качестве коэффициента влияния $k_{aз}$ следует подставлять тот коэффициент, который соответствует однородному кольцу, имеющему сечение из трех слоев по пять проволок (прямая $a_з$ на рис. 9-15), в то время как k_b остается неизменным:

$$k_{aз} = 1/3k_a = 1/3 \cdot 9{,}45 \cdot 10^{-6} = 3{,}15 \cdot 10^{-6} \text{ см/кГ}; \; k_b = 1{,}42 \cdot 10^{-6} \text{ см/кГ}.$$

Вспомогательные величины:

$$k_{R3} = \frac{k_b}{k_{aз} + k_b} = \frac{1{,}42 \cdot 10^{-6}}{(3{,}15 + 1{,}42) \cdot 10^{-6}} = 0{,}311;$$

$$v_з = \frac{k_{aз}}{k_b} = \frac{3{,}15 \cdot 10^{-6}}{1{,}42 \cdot 10^{-6}} = 2{,}22.$$

Коэффициент увеличения напряжения в кольце при работе в холодном состоянии:

$$V_{nз} = 1 + \frac{Z_з}{F_з} k_{R3} = 1 + \frac{6930}{12\,700} \cdot 0{,}311 = 1{,}17.$$

Надежность (запас) предварительного натяга при работе в холодном состоянии:

$$c_з = \frac{F_з}{Z_з}\left(1 + \frac{k_b}{k_{aз}}\right) = \frac{12\,700}{6930}\left(1 + \frac{1{,}42\cdot 10^{-6}}{3{,}15\cdot 10^{-6}}\right) = 2{,}66 > 2.$$

Коэффициент увеличения напряжения в кольце вследствие нагрева:

$$V_{tз} = 1 + \frac{\delta_b - \delta_a}{F_з\,(k_{aз} - k_b)} = 1 + \frac{0{,}0041}{12\,700\,(3{,}15 + 1{,}42)\cdot 10^{-6}} = 1{,}071.$$

Максимальное напряжение во всех трех слоях бандажа при работе в нагретом состоянии:

$$\sigma_{з\max} = \sigma_з V_{nз} V_{tз} = 4280\cdot 1{,}17\cdot 1{,}071 = 5370\ кГ/см < 6300\ кГ/см^2 = \sigma_{доп}.$$

Нагрузка бандажной проволоки меньше допустимой, и предварительный натяг обеспечивается надежно.

Б. Бандажи из стекловолокна. В последнее время в конструкторскую практику все больше входят бандажи из стекловолокна, пропитанные синтетическими смолами. Они имеют следующие преимущества перед бандажами из стальной проволоки:

1. Меньшая стоимость материала и простота изготовления.

2. Бандажи из стекловолокна являются электроизолирующими, вследствие чего отпадает надобность в изоляции между обмоткой и бандажом.

3. Бандажи из стекловолокна не имеют собственных нагревающих их потерь.

4. Удельный вес стекловолокна ниже, чем стали, что снижает собственную центробежную силу таких бандажей.

5. Отпадает наиболее слабое ненадежное звено — замок бандажа из стальной проволоки. При аварии возникает меньше вторичных повреждений, чем при разрыве стального проволочного бандажа.

Существуют стекловолокнистые бандажи с синтетическими смолами, которые выдерживают температуры до 155° С (класс изоляции *F*). Как основу для расчета прочности необходимо во всех случаях принимать временный предел ползучести. Для приведенных в табл. 2-18 положительно зарекомендовавших себя бандажных лент с содержанием стекловолокна от 72 до 75% рекомендуется при расчете вполне надежных бандажных креплений принимать следующие прочностные характеристики (в $кГ/мм^2$):

Прочность бандажа	Рабочая температура		
	<60° С	60—130° С	130—155° С
Кратковременная прочность σ_B	95	85	75
Временный предел ползучести $\sigma_T \approx 0{,}9\,\sigma_B$	85	75	65

При этом для расчета сил натяжения на один виток при средней толщине ленты $h = 0{,}3$ *мм* получаются следующие прочностные характеристики:

Ширина ленты ($h = 0{,}3$ *мм*) b, *мм*	Кратковременная прочность одной ленты $F = \sigma_B\, b\, h$, *кГ*			Временный предел ползучести одной ленты $F_T = \sigma_T\, b\, h$, *кГ*		
	Рабочая тампература, °C					
	<60	60—130	130—155	<60	60—130	130—155
25	710	640	560	640	560	490
19	540	480	430	480	430	370
12,5	360	320	280	320	280	240
9,5	270	240	210	240	210	190

С учетом новизны бандажей этого рода и различных способов их изготовления нам представляется, что следует применять временный минимальный запас надежности по отношению к нагрузке при угонной скорости вращения около $c_{\min} = 4 \div 5$. При этом получаются вполне разумные размеры и характеристики бандажей, в том числе и у высокоиспользованных машин с большими диаметрами бандажа (тяговые электродвигатели).

Допустимое растягивающее напряжение при угонной скорости вращения составляет при минимальном коэффициенте (запасе) надежности $c_{\min}$ и временном пределе ползучести σ_T для определяющего диапазона температур

$$\sigma_{доп} = \sigma_T / c_{\min}. \tag{9-8}$$

Этим определяются размеры бандажа. Так как интерес представляет, как правило, не общее поперечное сечение бандажа, а необходимое число витков его, то количество витков n, необходимое для восприятия центробежной силы Z бандажа и лобовой части обмотки, может рассчитываться по уравнению

$$n_{необх} = cZ/(2\pi F_T), \quad c \geqslant 4 \div 5. \tag{9-9}$$

В отношении предварительного натяга бандажей из стекловолокна следует подчеркнуть, что остаточный предварительный натяг отвержденного бандажа зависит в значительной мере от натяжения при его намотке. Для изготовления как можно более однородного бандажа рекомендуется работать с натяжением при намотке около 100 *кГ* на 1 *см* ширины ленты и, если возможно, нагревать ленту непосредственно перед намоткой (нагрев инфракрасными лучами) или накладывать ее на нагретый ротор. При отверждении намотанных бандажей следует выдерживать предписания фирм-поставщиков. У оптимально изготовленных бандажей до 60% натяжения намотки может действовать в качестве предварительного натяга. Однако, так как величина и устойчивость предварительного натяга являются еще весьма неопределенными, представляется оправданным пока что не производить расчетов эффективности предварительного натяга таких бандажей.

Крупным недостатком бандажей из стекловолокна с синтетическими смолами является относительно большое расширение, опреде-

ляемое сравнительно малым модулем упругости. Величина последнего $E = 4000\ кГ/мм^2$ при рабочей нагрузке приблизительно в пять раз меньше модуля упругости стали ($E = 21\,000\ кГ/мм^2$). Для точных расчетов деформаций необходимо учитывать зависимость модуля упругости E от нагрузки и температуры.

Пример. Бандаж из стальной проволоки (см. стр. 277) должен быть заменен бандажом из стекловолокна с синтетическими смолами.

Задано:

Ширина бандажа (аксиальная)	$l = 125\ мм$
» ленты по (выбору)	$b = 25\ мм$
Механическая надежность	$c = 5$
Рабочая температура	60—130°C
Центробежная сила лобовой части обмотки при угонной скорости вращения	$Z'_b = lZ_b = 12{,}5 \cdot 5685 = 71\,100\ кГ$

Искомые:

Число наматываемых витков	n
Толщина бандажа (радиальная)	d

Расчет:

Собственная центробежная сила бандажа из стекловолокна с синтетическими смолами снижается по сравнению с центробежной силой бандажа из стальной проволоки пропорционально отношениям поперечных сечений и удельных весов. Коэффициент снижения прочности стеклобандажа толщиной 6 *мм*:

$$\frac{d\gamma_{св}}{15A_a\gamma_{ст}} = \frac{0{,}6 \cdot 1{,}8 \cdot 10^{-3}}{15 \cdot 3{,}14 \cdot 10^{-2} \cdot 7{,}85 \cdot 10^{-3}} = 0{,}292;$$

$$Z'_a = 0{,}292 lZ_a = 0{,}292 \cdot 12{,}5 \cdot 1245 = 4550\ кГ.$$

Общая центробежная сила

$$Z'_b + Z'_a = Z' = 71\,100 + 4550 = 75\,650\ кГ.$$

Необходимое число витков

$$n_{необх} = \frac{cZ'}{2\pi F_T} = \frac{5 \cdot 75\,650}{2\pi \cdot 560} = 107\ (F_T \text{ по таблице на стр. } 279).$$

При заданной конструктивными условиями ширине бандажа l и выбранной ширине ленты b получается $l/b = 125/25 = 5$ лент на слой. Следовательно, необходимы $107/5 = 21{,}5 \approx 22$ слоя. Толщина бандажа будет при этом

$$d \approx 22 \cdot 0{,}3 = 6{,}6\ мм.$$

Радиальная толщина бандажа из стальной проволоки при трех слоях проволоки диаметром 2 *мм* составляла $d = 3 \cdot 2 = 6\ мм$. С учетом того, что для бандажей из стекловолокна с синтетическими смолами изоляции между лобовой частью обмотки и бандажом не требуется, бандаж из стальной проволоки может быть также и геометрически заменен бандажом из стекловолокна с синтетическими смолами.

9-6. Контактные кольца

А. Контактные кольца асинхронных машин. Различают:

а) контактные кольца с постоянно прилегающими щетками для асинхронных двигателей с регулируемой скоростью вращения;

б) контактные кольца с короткозамыкающими и щеткоприподнимающими приспособлениями.

Эти приспособления применяются только для асинхронных электродвигателей с контактными кольцами на роторе, разгоняемых через предвключенные ступени сопротивления. Благодаря этому получается значительно сниженный по сравнению с короткозамкнутым ротором пусковой ток во время разгона двигателя. После окончания разгона обмотка ротора замыкается накоротко через контактные кольца и щетки приподнимаются.

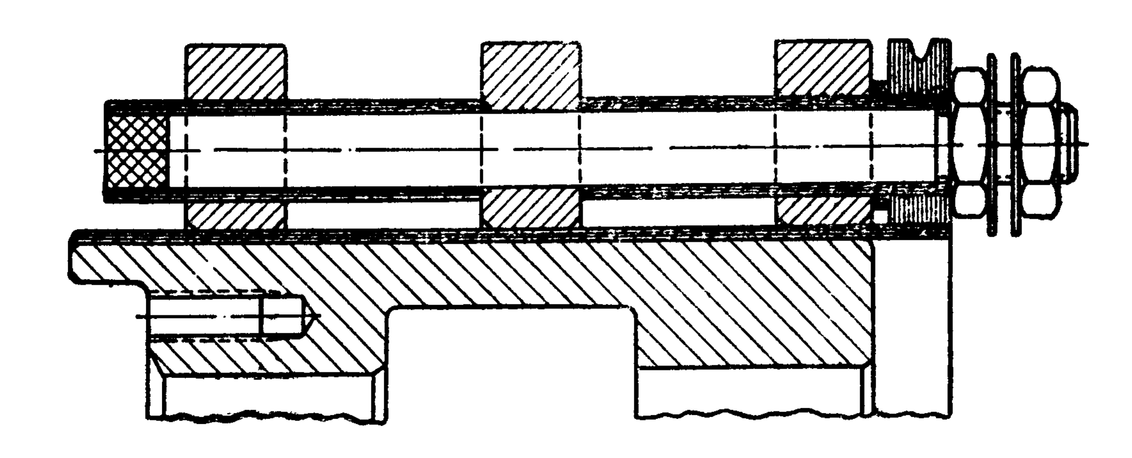


Рис. 9-16. Втулка с контактными кольцами, насаженными с натягом

Для изготовления контактных колец обычно применяется бронза (по возможности свободная от цинка, так как содержащие цинк сплавы, т. е. латунь, склонны к образованию канавок) или сталь (азотированная или цементированная).

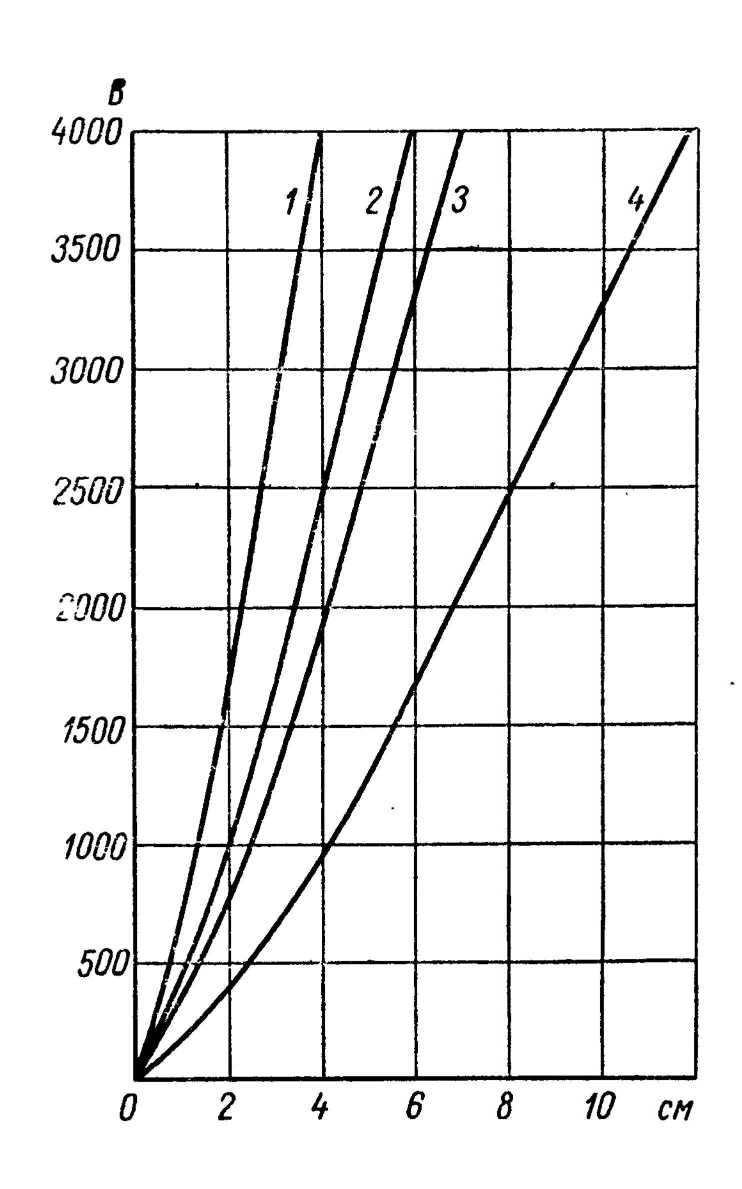


Рис. 9-17. Воздушные промежутки и длины путей токов утечки контактных колец и щеточных траверс

1 — воздушный промежуток для контактных колец с короткозамыкающим приспособлением; *2* — воздушный промежуток для контактных колец без короткозамыкающего приспособления; *3* — путь тока утечки для контактных колец с короткозамыкающим приспособлением; *4* — путь тока утечки для контактных колец без короткозамыкающего приспособления

Для малых электродвигателей контактные кольца с припаянными к ним отводами часто полностью заливаются синтетической смолой. У средних машин контактные кольца насаживаются горячей посадкой с натягом на специальную изолированную втулку (рис. 9-16). В качестве изоляционного материала применяется слюда или гетинакс, или же в настоящее время также каптон. Подвод тока производится через припаянные отводы либо через болты, привинченные или припаянные к каждому кольцу (рис. 9-16). Болты пропускаются через другие кольца изолированно. Расстояние между контактными кольцами определяется необходимой величиной путей токов утечки (рис. 9-17).

Для крупных электродвигателей, например асинхронного электродвигателя преобразователя для соединения сетей, показан пример конструктивного исполнения с шестью контактными кольцами на рис. 9-18, в котором контактные кольца насажены на прессованный миканит, а последний закреплен от действия центробежных сил бандажами из стекловолокна. Для увеличения количества контактных точек и улучшения охлаждения на контактных кольцах предусмотрены спиральные канавки.

Для электродвигателей с короткозамыкающими и щеткоприподнимающими приспособлениями в соответствии с рис. 5-5 ввиду кратковременных термических нагрузок могут применяться более узкие контактные кольца, чем в двигателях с постоянным прилеганием щеток.

Пример контактного кольца с короткозамыкающим и щеткоприподнимающим приспособлением показан на рис. 8-29, а соответствующее короткозамыкающее приспособление приведено на рис. 9-19. Короткозамыкающие контакты замыкаются и закорачиваются при номинальном токе ротора. Они должны рассчитываться на этот ток. Медные контакты рассчитываются на плотность тока около 0,2 *а/мм*², а бронзовые контакты — на 0,1 *а/мм*². Применяются контакты различной формы (рис. 9-20). Диаметры и ширина контактных колец нормализованы по DIN 42965 (табл. 9-3).

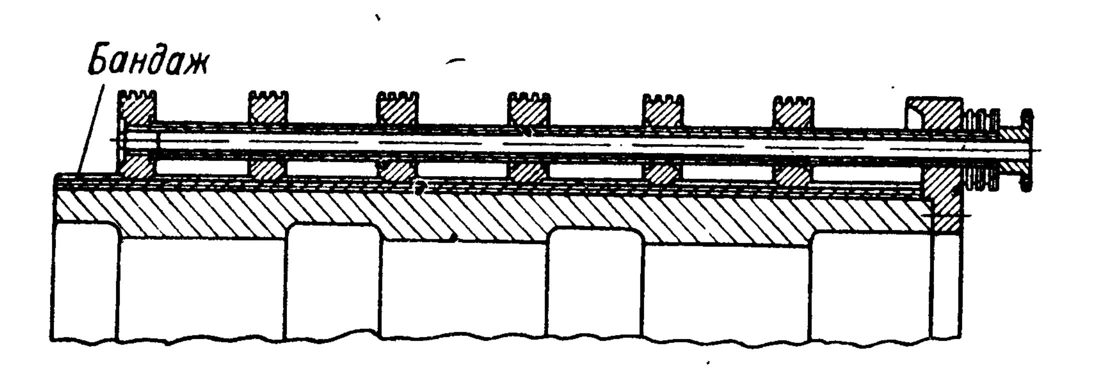


Рис. 9-18. Пример конструктивного исполнения с шестью контактными кольцами (разомкнутая схема)

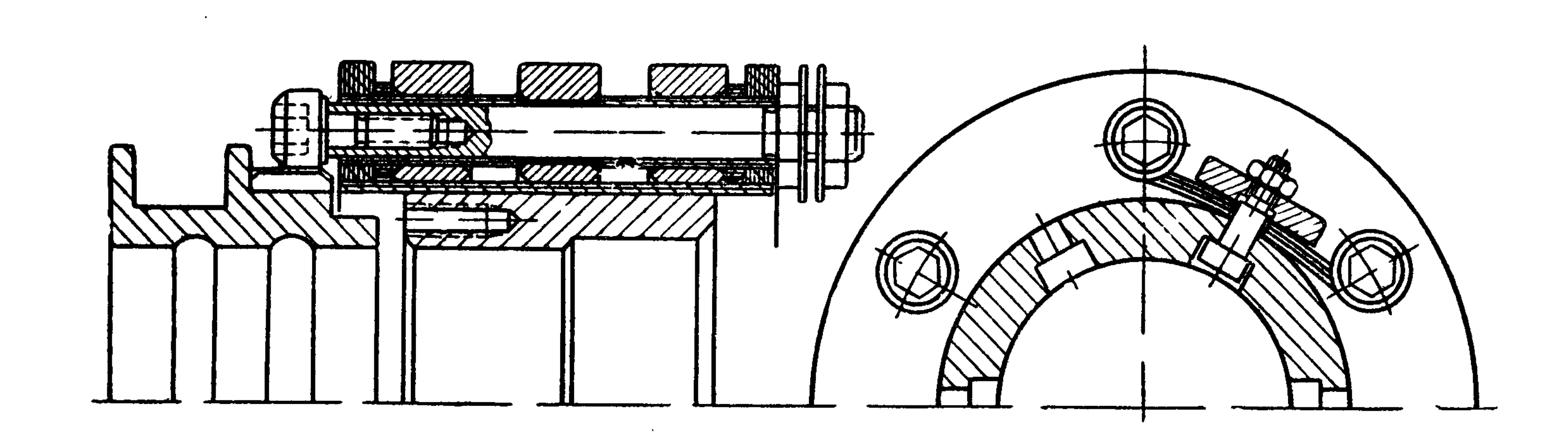


Рис. 9-19. Контактные кольца с короткозамыкающим приспособлением

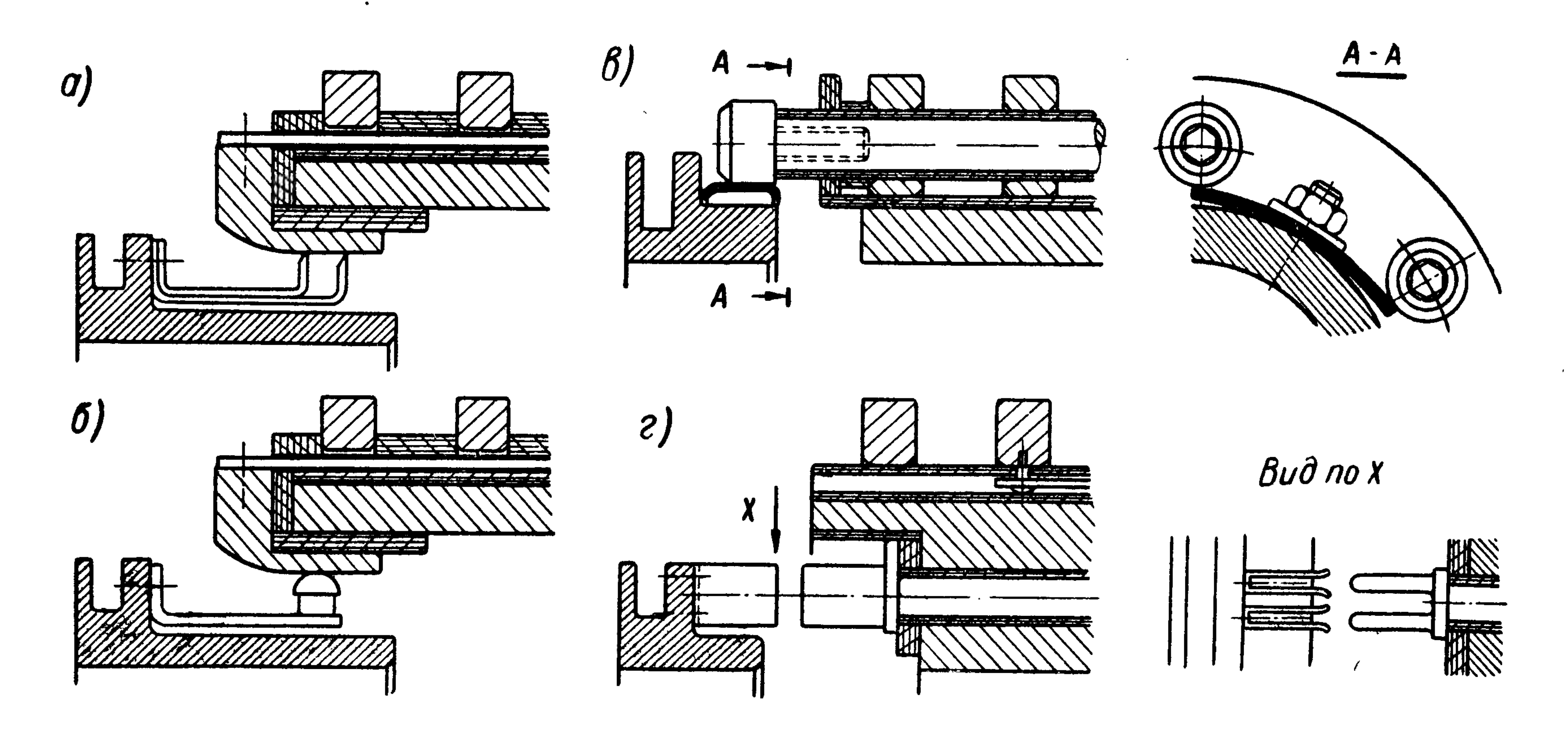


Рис. 9-20. Различные виды контактов короткозамыкающих приспособлений контактных колец: *а* — контакт в форме топора; *б* — контакт в форме молотка; *в* — пружинный контакт; *г* — ножевой контакт

Таблица 9-3. **Контактные кольца (диаметр и ширина)**

Диаметр контактных колец *d*, *мм*

20	40	80	160	320	640
22	45	90	180	360	720
25	50	100	200	400	800
28	56	112	225	450	
32	64	125	250	500	
36	72	140	280	560	

Ширина контактных колец *l*, *мм*

6,4	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50[1]	64[1]	80[1]

[1] Только для двойных щеточных комплектов.

Нагрев контактных колец может соответствующим образом рассчитываться.

Так как износ щеток зависит от температуры, необходимо стремиться к тому, чтобы нагрев был возможно низким. Поэтому контактные кольца иногда снабжаются охлаждающими крыльчатками или охлаждающими шлицами.

Б. Контактные кольца синхронных машин. Контактные кольца синхронных машин питаются постоянным током. Следовательно, имеется одно катодное и одно анодное кольцо. В большинстве случаев применяются стальные контактные кольца. Они насаживаются горячей посадкой с натягом либо на изолированную втулку контактных колец (рис. 9-21), либо непосредственно на изолированный вал (рис. 9-22). В качестве изоляции применяется прессованная слюда (миканит). Достигаемый при этом путь тока утечки очень мал, поэтому изоляция и контактное кольцо дополнительно покрываются на торцах хорошо держащимся вязким лаком. При насадке контактное кольцо нагревается до 500° С и сжимает при остывании в первую очередь чешуйки прессованной слюды (миканита), причем миканит раздается вширь и автоматически получает остаточную величину усадки, соответствующую приблизительно 200°, т. е. $2^0/_{00}$. Для больших контактных колец (рис. 9-23) прессованная слюда (миканит) напрессовывается на слюдяную изоляцию вала с помощью предварительного бандажного кольца с величиной усадки $3{,}5^0/_{00}$, а затем это кольцо обтачивается и на него горячей посадкой насаживается контактное кольцо с величиной усадки $2^0/_{00}$. Такие контактные кольца должны рассчитываться на механическую прочность (тангенциальное напряжение на внутренней кромке кольца) по формулам для тонкого кольца (см. приложение 1 и рис. П-.1) или более точно, как составной диск (см. стр. 346 и далее, рис. 10-26 и табл. 10-5).

Контактные кольца турбогенераторов практически без исключения выполняются со спиральными канавками, благодаря которым наряду с улучшенным охлаждением вследствие постоянной смены контактных поверхностей под щетками достигается более равномерное распределение тока между щетками. Часто для улучшения отвода тепла принимаются особые меры, например предусматриваются охлаждающие отверстия, как показано на рис. 9-21 и 9-23. У контактного кольца по рис. 9-23 отвод тока происходит не непосредственно от контактного кольца, а через промежуточное кольцо из посеребренной меди для того, чтобы добиться более равномерной токовой нагрузки контактного кольца по его окружности.

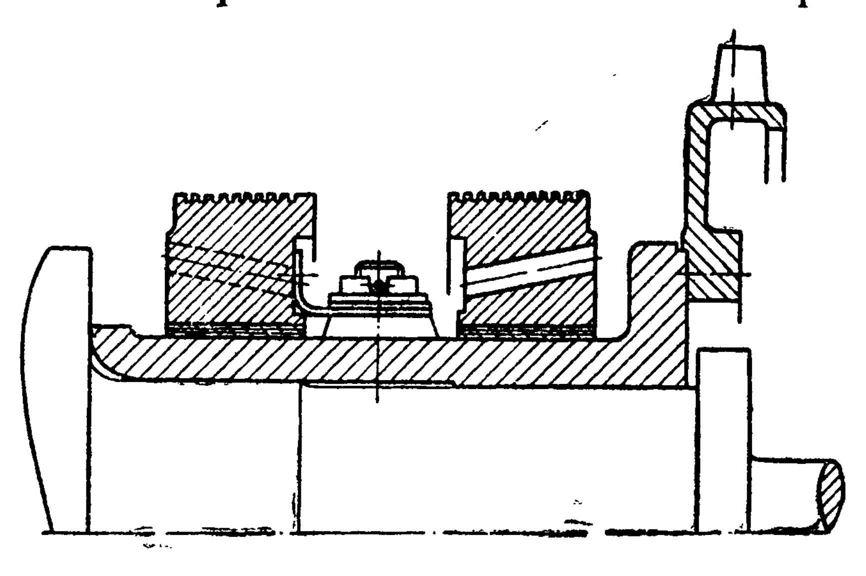


Рис. 9-21. Контактные кольца, насаженные на втулку горячей посадкой с натягом.

У турбогенераторов с воздушным охлаждением из соображений симметрии устанавливается по одному контактному кольцу на каждой стороне ротора (см. рис. 3-31 и 3-33). У генераторов с водородным охлаждением оба контактных кольца работают в воздухе снаружи от подшипника на противоположной приводу стороне, причем для снижения шума и предотвращения неосторожных прикосновений они в большинстве случаев герметизируются и снабжаются протяжной вентиляцией (аналогично конструкции на рис. 8-27).

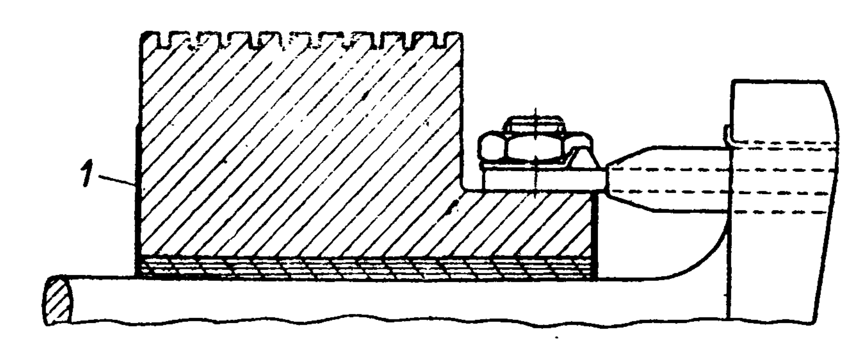


Рис. 9-22. Контактное кольцо, насаженное непосредственно на вал горячей посадкой с натягом

1 — лаковое покрытие

Рис. 9-23. Контактное кольцо, насаженное на предварительное кольцо горячей посадкой с натягом

У фазокомпенсаторов с водородным охлаждением (см. рис. 3-20) контактные кольца работают в водороде (фазокомпенсатор не имеет приводного конца вала). Для водородной атмосферы наиболее хорошо зарекомендовали себя контактные кольца из твердой меди.

На гидрогенераторах применяются контактные кольца различных типов (см. рис. 3-2, 3-5 а, 3-6, 3-7, 3-9, 3-11 и т. д.).

9-7. Коллекторы

А. Характеристики основных материалов. Коллектор состоит из активной части и крепежной конструкции. Активная часть собрана из токопроводящих пластин (обычно медных и лишь в исключительных

случаях стальных) и, как правило, слюдяной изоляции между ними. Активная часть коллектора изолирована от несущей конструкции, т. е. относительно земли. Следует учитывать возможность загрязнения изоляции относительно земли. В отношении путей токов утечки могут использоваться данные, приведенные на рис. 9-17. Токопроводящие пластины соединены с началами и концами обмотки.

В качестве материала для коллекторных пластин обычно применяется холоднотянутая или холоднокатаная электролитическая медь. Медь коллекторных пластин имеет следующие свойства:

	Ширина $s_1 \leqslant 6$ *мм*	Ширина $s_1 \geqslant 6$ *мм*
Предел прочности при растяжении (минимальный) σ_B	30 *кГ/мм²*	27 *кГ/мм²*
Предел текучести (минимальный) $\sigma_{S(0,2)}$	25 *кГ/мм²*	20 *кГ/мм²*
Относительное удлинение при разрыве (минимальное) δ_5	5%	6%
Твердость по Бринеллю (минимальная) H_B	85	80
Удельный вес γ	$8{,}9 \cdot 10^{-3}$ *кГ/см³*	
Модуль упругости E	$1{,}25 \cdot 10^6$ *кГ/см²*	
Коэффициент теплового расширения α_l	$1{,}7 \cdot 10^{-6}$ на 1° С	

При повышенных механических и термических требованиях применяется медь с присадкой серебра (около 0,10% Ag), а в последне время также медь с присадкой циркония (около 0,06% Zr). Оба эти медных сплава с высокой электропроводностью имеют повышенную точку размягчения, более хороший временный предел ползучести при повышенной температуре, а также более высокий предел текучести, правда, при мало отличающемся пределе прочности при растяжении (см. также часть 1, конструкционные материалы).

Формы профиля, размеры и допустимые отклонения нормализованы по DIN 42963.

Изоляция между коллекторными пластинами состоит из прессованной слюды с максимальным содержанием лака от 3 до 5%, известной под названием миканит или амберит и имеющей следующие свойства:

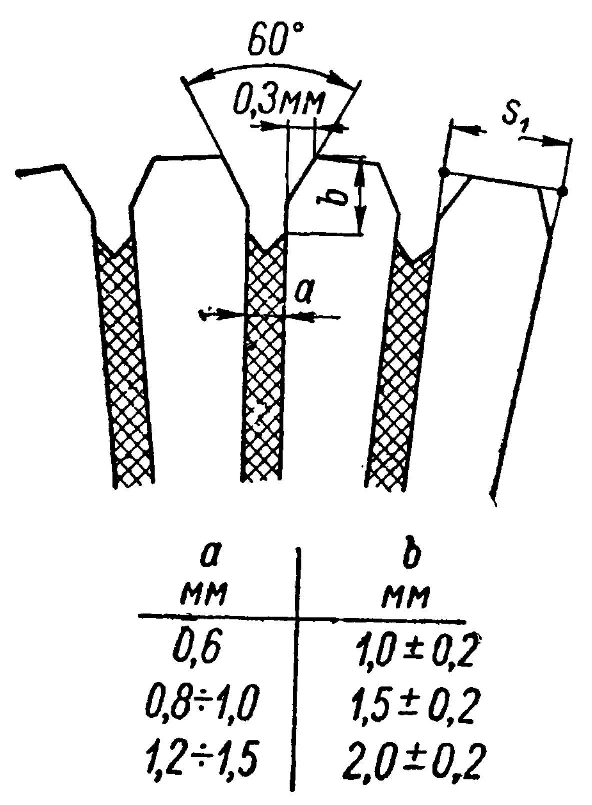
Удельный вес γ	$2{,}6 \cdot 10^{-3}$ *кГ/см³*
Модуль упругости (при $p = 600$ *кГ/см²*) E	$0{,}05 \cdot 10^6$ *кГ/см²*
Линейный коэффициент теплового расширения перпендикулярно к направлению слоев слюды α_l	$(3 \div 18)\ 10^{-6}$ на 1° С

Вместо прессованного миканита, состоящего из чешуек щипаной слюды и шеллака в качестве связующего, применяется, например, также семика (Semica) (состоит из шеллака и слюдяной бумаги, которая в свою очередь изготавливается из пульверизированной слюды и соответствующего связующего).

В качестве изоляции между активной частью коллектора и несущей конструкцией в малых коллекторах, у которых несущее тело состоит из литой смолы, используется сама литая смола. Для больших коллекторов применяются миканитовые кольца, которые либо прес-

суются в формах в виде цельных колец, либо набираются из нахлестываемых сегментов. Эти миканитовые кольца, как правило, «мягче», чем изоляция между коллекторными пластинами, и имеют содержание лака от 7 до 10%.

Коллекторы должны быть «продорожены», т. е. слюдяная изоляция должна быть утоплена от поверхности скольжения коллектора в радиальном направлении внутрь для того, чтобы, с одной стороны, снизить опасность возникновения кругового огня, которому благоприятствует возникновение электрических перекрытий от пластины к пластине, а с другой стороны, чтобы слюда не изнашивала более мягкие угольные щетки. Принятые величины глубины продораживания приведены на рис. 9-24. Кромки коллекторных пластин также обычно скашиваются, как показано на рис. 9-24.



a мм	b мм
0,6	1,0 ± 0,2
0,8÷1,0	1,5 ± 0,2
1,2÷1,5	2,0 ± 0,2

Рис. 9-24. Продораживание изоляции между коллекторными пластинами

a — толщина миканита; *b* — глубина продораживания

Рис. 9-25. Дисковый коллектор (*а*) и цилиндрический коллектор (*б*)

1 — поверхность контакта

Б. Классификация конструктивных исполнений. В соответствии с положением поверхности скольжения щеток различают две основные группы коллекторов.

У дисковых коллекторов (рис. 9-25, *а*) поверхность скольжения пластины находится в одной плоскости перпендикулярно к оси, в то время как у цилиндрического (барабанного) коллектора (рис. 9-25, *б*) поверхность скольжения представляет собой поверхность кругового цилиндра, параллельную оси. Наиболее употребимой в настоящее время формой коллектора является цилиндрический коллектор.

В зависимости от принципа крепления коллекторных пластин различают четыре группы цилиндрических коллекторов.

1. Коллектор с основой из литой пластмассы. У таких коллекторов пластины, которые могут иметь на внутренней стороне самые разнообразные крепежные конструкции, заливаются какой-либо пластмассой.

2. Коллектор с арочным распором (рис. 9-26, *а*). Торцевые поверхности коллекторных пластин с выточками в виде ласточкиных хвостов сжимаются через V-образные или пластинчатые изоляционные манжеты нажимными кольцами так, что на наклонные поверхности ласточкиных хвостов круговой арки коллекторных пластин действует нормальное давление. В этом случае обязательно должен иметься зазор S между внутренней поверхностью выточки кол-

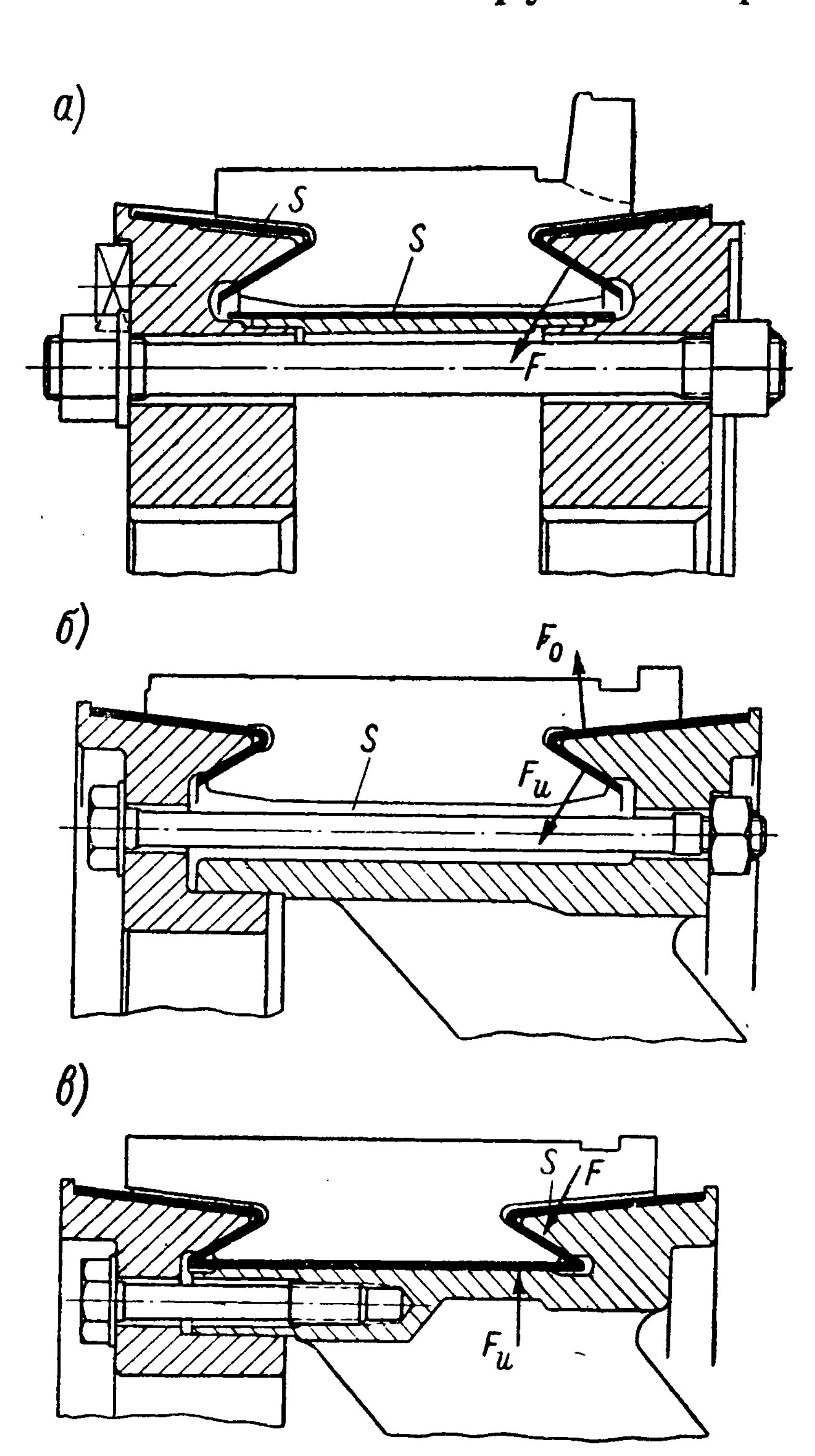


Рис. 9-26. Арочный коллектор (*а*), коллектор с клинообразной заделкой (*б*) и коллектор с внутренним прилеганием пластин (*в*)

s — зазор

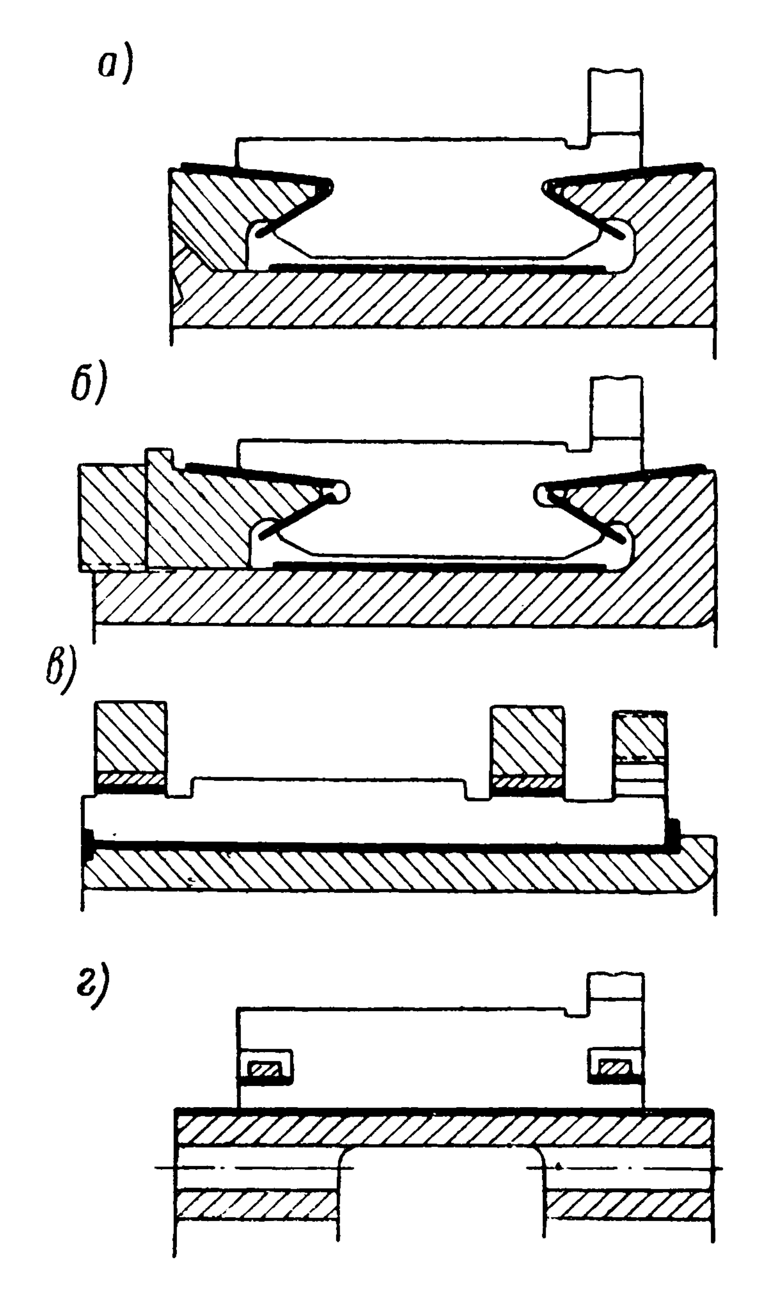


Рис. 9-27. Коллекторы малых машин: *а* — коллектор с отбортовкой; *б* — коллектор с кольцевой гайкой; *в* — коллектор, насаженный на коллекторную втулку в виде кольца с натягом; *г* — коллектор с внутренними бандажными кольцами

лекторных пластин и наружным диаметром нажимного кольца. Конструкция с арочным распором является наиболее широко распространенной для коллекторов с высокими термическими и механическими нагрузками.

В коллекторах с арочным распором аксиальные силы могут восприниматься упругими болтами (рис. 9-26, *б*) или в более простом случае кольцевыми гайками (рис. 9-27, *б*).

3. Конструкции без явно выраженного арочного распора с двусторонним прилеганием пластин:

а) Конструкция с клинообразной заделкой (рис. 9-26, *б*). У этой конструкции коллекторные пластины протачиваются с обеих сторон в виде ласточкиных хвостов и соединяются в кольцо через два V-образных миканитовых или гетинаксовых кольца посредством также V-образных нажимных колец.

б) Конструкция с внутренним прилеганием пластин. Эта конструкция отличается от описанной в п. 2 тем, что пластины прижимаются

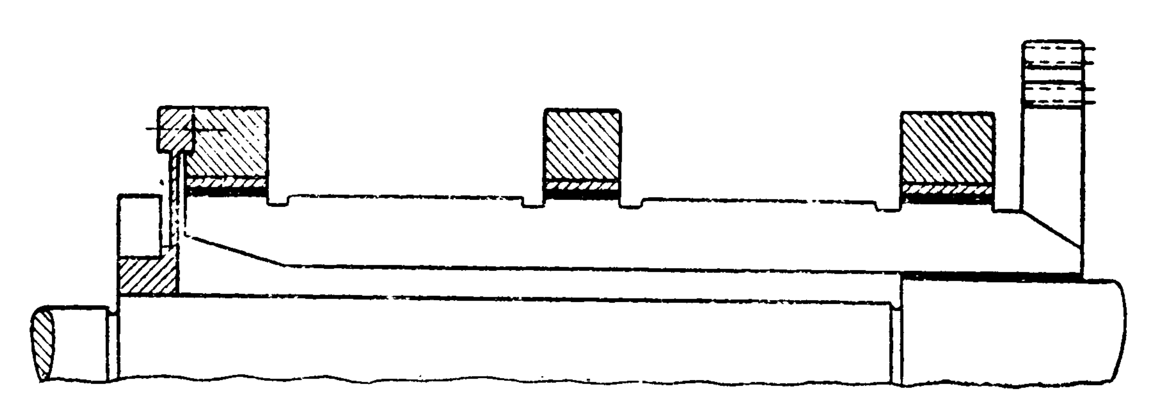


Рис. 9-28. Коллектор с бандажными кольцами, мембраной и посадкой одного конца на вал

нажимными кольцами к коллекторной втулке (рис. 9-26, *в*), так что либо вообще не возникает, либо возникает лишь неопределенно слабый арочный распор. Аксиальные силы могут восприниматься упругими болтами (см. рис. 9-26, *а—в*) или в более простом случае посредством клепки.

4. Коллектор с бандажными кольцами (турбоколлектор). Этот коллектор применяется для окружных скоростей от 40 до 70 *м/сек*.

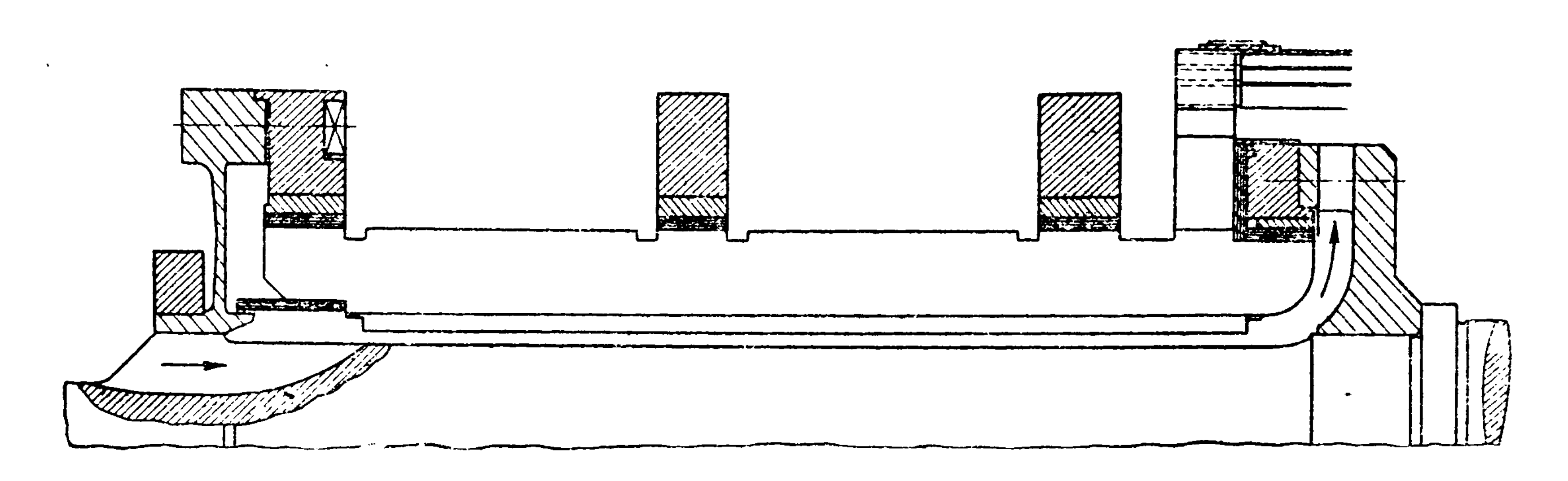


Рис. 9-29. Коллектор с бандажными кольцами, мембраной и внутренней вентиляцией

Круговая арка коллекторных пластин стягивается через изоляцию посредством бандажных колец аналогично тому, как указано на стр. 283 для контактных колец, и с такими же величинами натягов; во многих случаях также применяются промежуточные бандажные кольца.

Для коротких турбоколлекторов обычно ограничиваются тем, что круговая арка коллекторных пластин после легкого нагрева насаживается с натягом на коллекторную втулку (рис. 9-27, *в*). Для более длинных, состоящих из нескольких пролетов коллекторов с бандажными кольцами (рис. 9-28) необходима возможность аксиального расширения, которой коллектор по рис. 9-27, *в* не имеет. Поэтому круговая арка коллекторных пластин насаживается горячей посадкой на втулку только со стороны якоря, а на стороне подшипника центрируется мембраной (рис. 9-28). Мембрана или мембранные спицы могут

упруго воспринимать аксиальное тепловое расширение. В особых случаях весь коллектор с бандажными кольцами це́нтрируется через самое внутреннее бандажное кольцо на расположенном со стороны якоря нажимном кольце и имеет внутреннюю вентиляцию (рис. 9-29). У малых машин бандажные кольца, как показано на рис. 9-27, *г*, часто вставляются в кольцо коллекторных пластин.

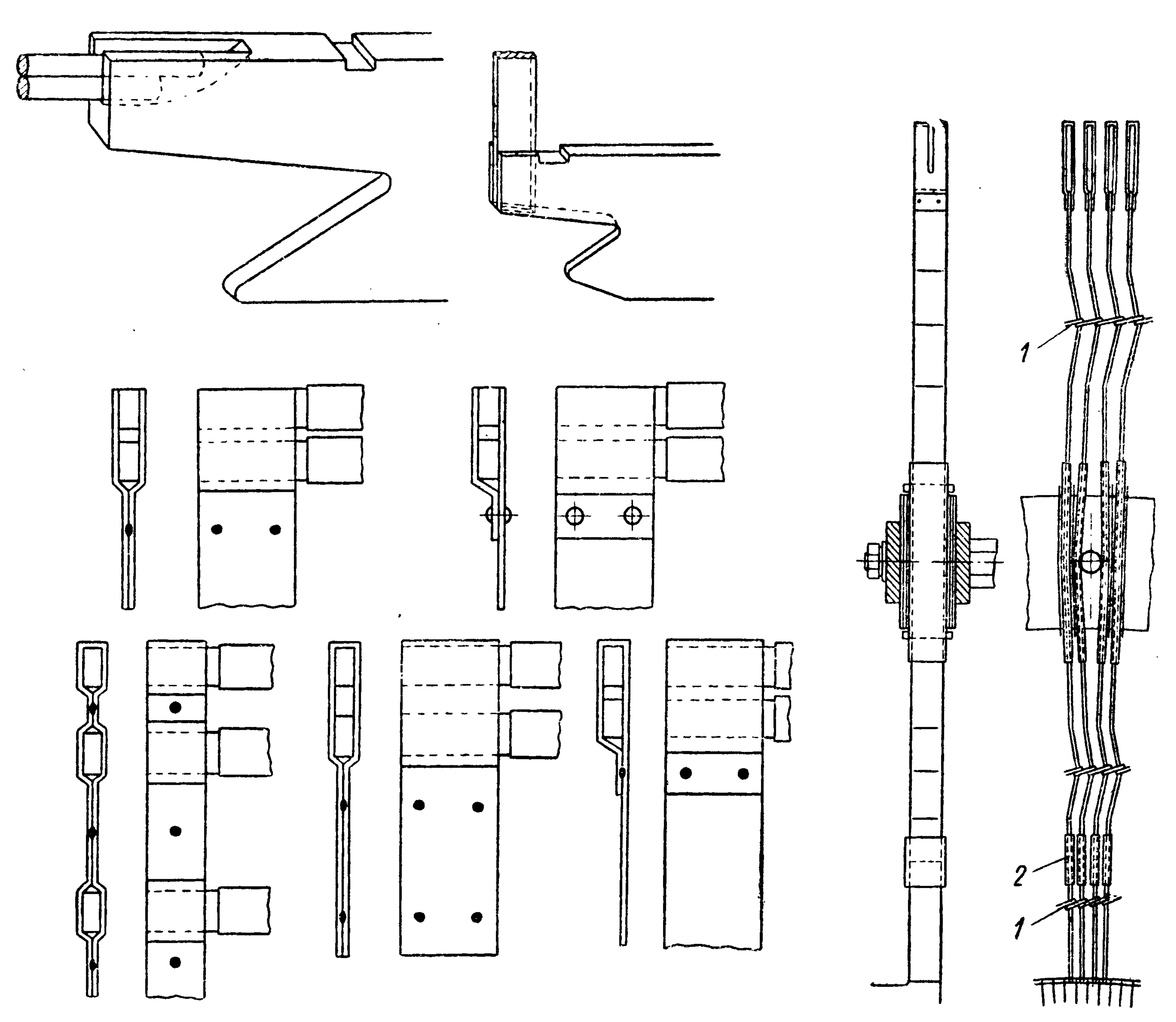


Рис. 9-30. Соединения коллекторных пластин с концами обмотки посредством стяжных скоб и петушков

Рис. 9-31. Крепление петушков

1 — шнуровка; *2* — насадная гильза для спайки верхней и нижней частей петушка после сборки

Для соединения коллекторных пластин с обмоткой, при небольшой разнице диаметров якоря и коллектора, коллекторные пластины развиваются вверх, вплоть до диаметра якоря (гребенчатый коллектор, рис. 9-26, *а*). При этой конструкции центробежные силы радиальных частей пластин могут восприниматься собственным стяжным кольцом. У малых машин с обмоткой из проволоки круглого сечения, концы витков которой обычно закладываются непосредственно в выфрезерованные пластины (рис. 9-30), пайка производится обычно методом погружения, а затем коллектор обтачивается.

Однако в большинстве случаев, в особенности при больших разницах диаметров якоря и коллектора, пластины соединяются с обмоткой

ротора посредством так называемых коллекторных петушков. В пластинах на стороне якоря предусматриваются выфрезерованные прорези (шлицы), которые выполняются в большинстве случаев перед сборкой и реже в собранном коллекторе. Коллекторные петушки впаиваются в эти шлицы обычно посредством мягкого припоя. Петушки выполняются из полосовой меди толщиной приблизительно от 0,5 до 1,5 *мм* и лудятся. Соединение с концами обмоток производится с помощью стяжных скоб (струбцинок). Некоторые формы выполнения таких стяжных скоб приведены на рис. 9-30. Длинные петушки, если это возможно, с целью упрощения изготовления и монтажа подразделяются по длине, т. е. спаянная с коллектором нижняя часть петушка после сборки спаивается посредством насадной гильзы с верхней частью петушка, спаянной с якорной обмоткой, как это показано на рис. 9-31. Кроме того, им должна быть придана жесткость, например, с помощью шнуровки на расстояниях от 150 до 200 *мм*. На машинах с переменными вращающими моментами длинные петушки должны иметь особые подкрепления.

Глава десятая

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ ВРАЩАЮЩИХСЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

10-1. Общие данные о механических напряжениях и запасе прочности

А. Механические напряженные состояния. Если твердое тело подвергается воздействию внешних сил, к которым относятся также и такие объемные силы, как собственный вес, магнитные силы и т. п., то в произвольно выбранном сечении s—s тела действуют внутренние силы dF, противодействующие деформации (рис. 10-1, *а*). Силы, действующие в сечении, означают воздействие части *I* на часть *II* и наоборот. Таким образом, если тело до мысленного рассечения находилось в состоянии равновесия, то это состояние сохраняется также для каждой части и после рассечения. Если мы выделим в точке O плоскости сечения элементарную площадку dA, то через dA должна передаваться сила dF, которая, как правило, не совпадает с нормалью n элементарной площадки. Если применить прямоугольную правую систему координат таким образом, чтобы ось x совпадала с нормалью n, а начало координат — с точкой O элементарной площадки (рис. 10-1,*б*), то сила dF может быть разложена на составляющую dF_x, перпендикулярную к плоскости элемента, и две составляющие dF_y и dF_z в плоскости этого элемента. При этом дифференциальные отношения

$$\frac{dF_x}{dA} = \sigma_x; \quad \frac{dF_y}{dA} = \tau_{xy}; \quad \frac{dF_z}{dA} = \tau_{xz}$$

называют механическими напряжениями и, в частности, σ_x называют нормальным напряжением, а τ_{xy} и τ_{xz} — напряжениями сдвига (ка-

сательными напряжениями).[1] Аналогичным образом можно также определить напряжения для двух плоскостных элементов, расположенных перпендикулярно к dA, в результате чего в дополнение к трем уже имеющимся напряжениям для объемного элемента $dx\, dy\, dz$ вводится еще шесть напряжений (рис. 10-1, *в*). Из трех условий равновесия относительно осей координат вытекают равенства $\tau_{zy} = \tau_{yz}$, $\tau_{xz} = \tau_{zx}$ и $\tau_{yx} = \tau_{xy}$, т. е. здесь справедлива теорема о равенстве соответствующих напряжений сдвига. При этом из девяти напряжений три отпадают, и на объемном элементе остается шесть независимых напряжений, а именно три нормальных напряжения σ_x, σ_y, σ_z и три напряжения сдвига τ_{xy}, τ_{yz}, τ_{zx}. Под трехмерным, или пространственным, напряженным состоянием в точке O при этом понимают эти шесть напряжений, которые зависят от положения объемного элемента. Для каждой точки твердого тела существует характерное положение объемного элемента, в котором все три напряжения сдвига исчезают. Это особое напряженное состояние называют главным напряженным состоянием, а три остающихся нормальных напряжения σ_x, σ_y, σ_z — главными напряжениями, индексы x, y, z при этом заменяют на 1, 2 и 3. Таким образом, главное напряженное состояние характеризуется нормальными напряжениями σ_1, σ_2, σ_3.

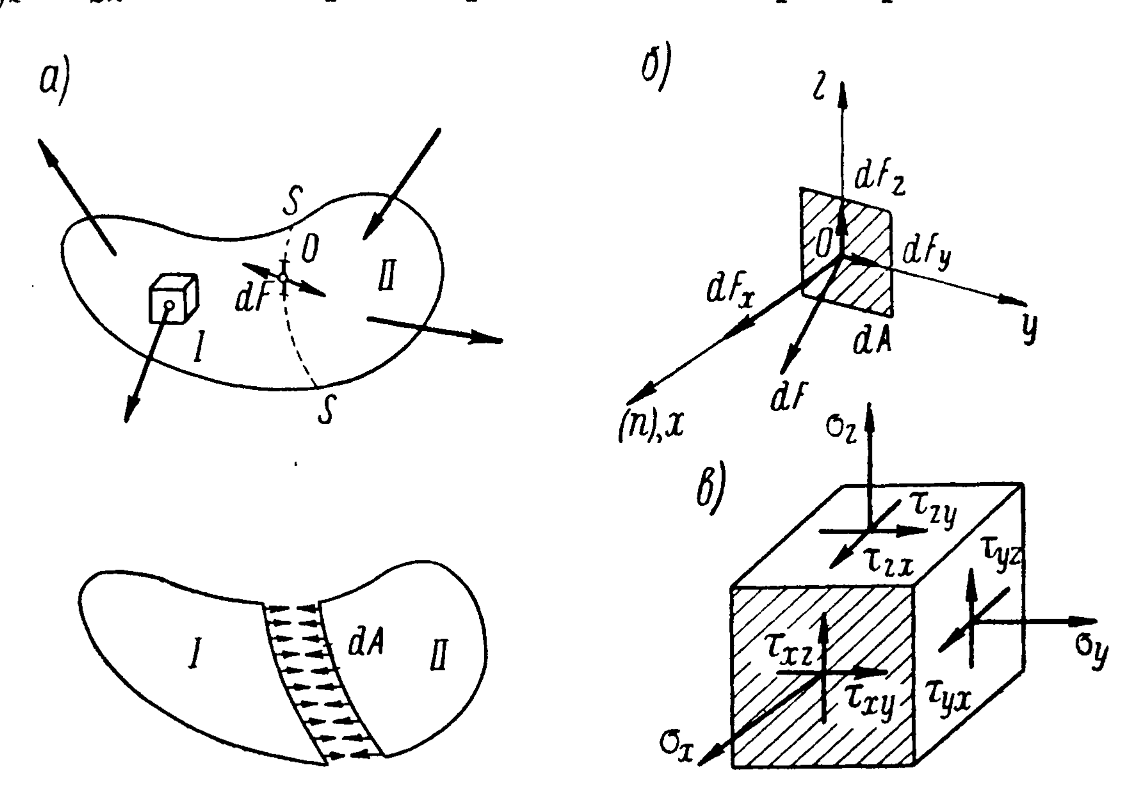


Рис. 10-1. Составляющие напряжения в точке твердого тела

Под двумерным, или плоским, напряженным состоянием понимают состояние, при котором в одной из трех плоскостей не действуют никакие напряжения. Оно характеризуется напряжениями σ_x, σ_y, τ или σ_1, σ_2. Пересчет напряжений для различных положений объемного элемента может производиться весьма наглядно с помощью круговой диаграммы напряжений Мора (Mohr) — рис. 10-2. Если имеет место особый случай плоского главного напряженного состояния $\sigma_1 = -\sigma_2$ (рис. 10-3, *а*), то нормальные напряжения при повороте на 45° исчезают и получается так называемое напряженное состояние чистого сдвига с $\tau = \sigma_1 = -\sigma_2$. Изгибное напряженное состояние характеризуется тем, что одно из нормальных напряжений обращается в нуль, например, $\sigma_y = 0$ (рис. 10-3, *б*).

Одноосное, или линейное, напряженное состояние возникает тогда, когда все напряжения плоскостных элементов, направленные параллельно одному направлению, исчезают. При этом в качестве единст-

[1] В обозначениях напряжений сдвига принято, чтобы первый индекс выражал плоскость, в которой действует напряжение, а второй индекс — направление его действия.

венной определяющей величины остается нормальное напряжение σ в соответствующем направлении.

Б. Эквивалентное (приведенное) напряжение. Расчет прочности дает представление о нагрузке данного элемента машины в виде рассчитанных напряжений. Для того чтобы можно было оценивать получаемые в таком виде данные, необходим масштаб для сравнения, с помощью которого мы сможем определять «опасность» нагрузки. Для простого, одноосного напряженного состояния этот масштаб легко находится. При испытании образца материала на растяжение можно определить пределы пропорциональности, текучести и прочности и путем эксперимента воспроизвести (промоделировать) механическое состояние детали. Однако уже в случае чистого сдвига или плоского напряженного состояния экспериментальное воспроизведение (моделирование) усложняется. Поэтому в течение длительного времени искали обусловленное различными напряжениями эквивалентное напряжение, которое могло бы сравниваться с напряжением растягиваемого образца, имеющего такую же «опасность» разрушения.

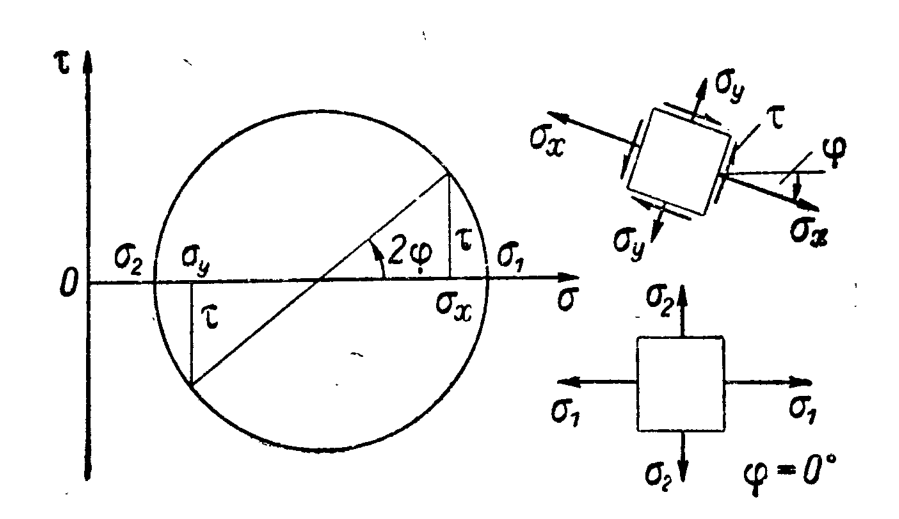


Рис. 10-2. Плоское напряженное состояние и круговая диаграмма напряжений Мора

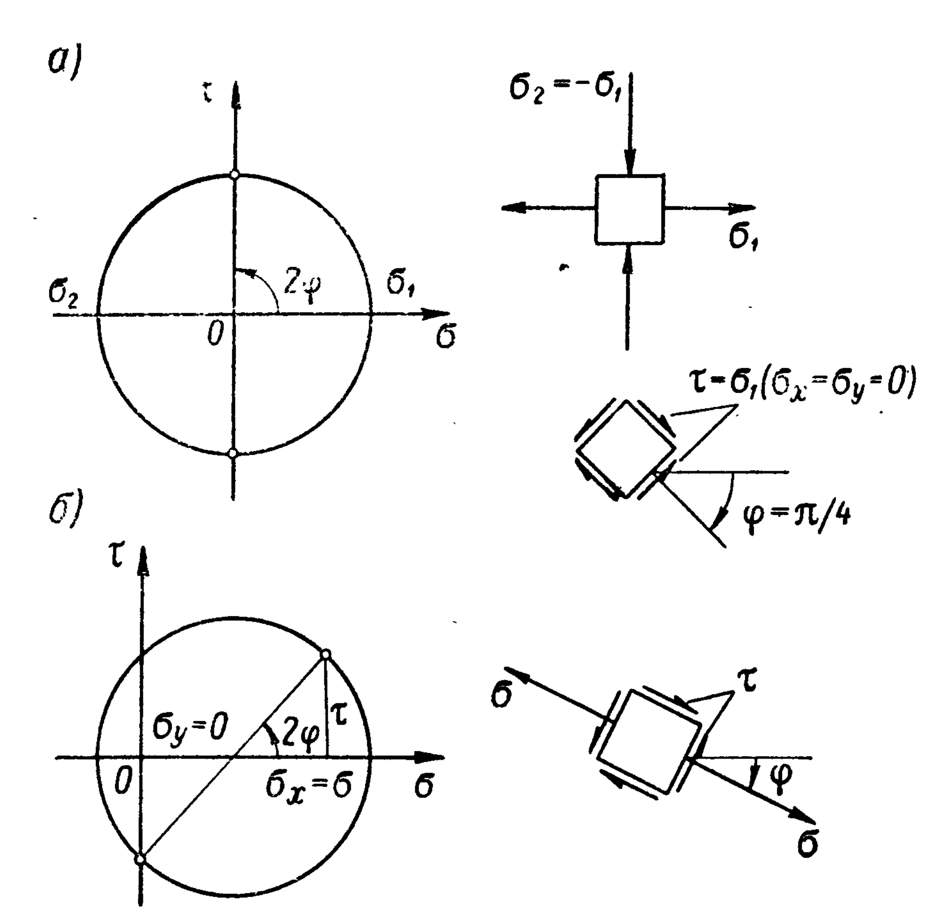


Рис. 10-3. Напряженное состояние чистого сдвига (*а*) и изгибное напряженное состояние (*б*)

Продолжавшиеся в течение многих лет дискуссии и серии опытов породили разнообразные гипотезы разрыва и текучести, которые в зависимости от материала (хрупкий, вязкий, текучий) оказывались более или менее верными.[1] Эти гипотезы прочности, как их обобщающе называют, позволяют судить при упрощенных предпосылках о свойствах материала, например его однородности, изотропии и т. д., при каком эквивалентном напряжении материал начинает течь или разрываться. Для деталей машин, работающих с высокими нагрузками,

---

[1] Roš M., Eichinger A. Anstrengung und Bruchgefahr fester Körper. Schweiz. Bauzeitung, 1949, 28/29.

Kollbrunner C. F., Meister M. Anstrengungshypothesen. Mitteilungen über Forschung und Kostruktion im Stahlbau der AG Conrad Zschokke, Döttingen, Verlag Gebr. Lehmann und Co., Zürich—Leipzig.

как правило, применяются вязко-пластичные стали с ярко выраженным пределом текучести. Для такого материала в настоящее время хорошо себя зарекомендовала гипотеза постоянства работы пластической деформации Хубера — фон Мизеса — Хенки (Huber, von Mises, Henky), называемая кратко GE-гипотезой. Она основана на том, что энергия изменения формы, уменьшенная на величину энергии изменения объема, т. е. так называемая работа пластической деформации, при всех возможных напряженных состояниях не должна превышать одну и ту же величину. Наряду с относительно простой формулировкой эта гипотеза обладает тем преимуществом, что правильно выражает поведение материала при превышении предела текучести почти до полного разрыва.

Мизес вывел другим путем — через инвариант трехмерного напряженного состояния — условие текучести, названное его именем. Это условие согласуется с GE-гипотезой. Для материалов, поведение которых отклоняется от поведения идеальных сталей, установленное по GE-гипотезе эквивалентное напряжение справедливо с хорошим приближением. Необходимо, чтобы эквивалентное напряжение σ_v не достигало предела текучести или ползучести σ_S, а для хрупких материалов — предела прочности при растяжении σ_B, т. е. чтобы было

$$\sigma_v < \sigma_S \leqslant \sigma_B. \tag{10-1}$$

1. Трехмерное напряженное состояние (пространственное напряженное состояние). Эквивалентное напряжение выражается в общем виде по гипотезе постоянства работы пластической деформации уравнением [1] (рис. 10-1, *в*)

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x + 3\left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2\right)}. \tag{10-2}$$

Если имеют место только главные (нормальные) напряжения, то будет справедливо уравнение

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1}. \tag{10-3}$$

В случае гидростатического напряженного состояния $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \pm\sigma$ эквивалентное напряжение σ_v исчезает. Отсюда можно сделать вывод, что наложение всестороннего сжатия или растяжения не оказывает влияния на эквивалентное напряжение или не повышает нагруженность. Это обстоятельство согласуется с практическим опытом по крайней мере в отношении сжатия.

2. Двумерное напряженное состояние (плоское напряженное состояние). Эквивалентное напряжение выражается уравнением (рис. 10-2)

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau^2}, \tag{10-4}$$

а для главного напряжения

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2}. \tag{10-5}$$

[1] Нормальные напряжения σ должны подставляться с соответствующим знаком. Как правило, растяжение принимается положительным, а сжатие отрицательным. Само эквивалентное напряжение должно в соответствии с его определением всегда считаться положительным.

Важнейший вопрос о том, при каких комбинациях σ_1 и σ_2 материал начинает течь, может быть решен рассмотрением простого плоского напряженного состояния, причем одновременно напрашивается сравнение с другими известными гипотезами текучести. Если представить себе, что в σ_1-, σ_2-плоскости (рис. 10-4) в качестве координат нанесены те же пары величин напряжений σ_1, σ_2, для которых материал имеет постоянное эквивалентное напряжение σ_v (например, предел текучести или предел прочности при растяжении), то в соответствии с примененными гипотезами получаются различные кривые. Из уравнения (10-5) нетрудно усмотреть, что все пары величин постоянного эквивалентного напряжения лежат на эллипсе с наклоненными под углом 45° главными осями. Заслуживает внимания, что, например, оба различных напряженных состояния $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$ и $\sigma_1 = \sigma$, $\sigma_2 = 0$ при трех различных гипотезах являются одинаковыми по величине и дают эквивалентное напряжение $\sigma_v = \sigma$.

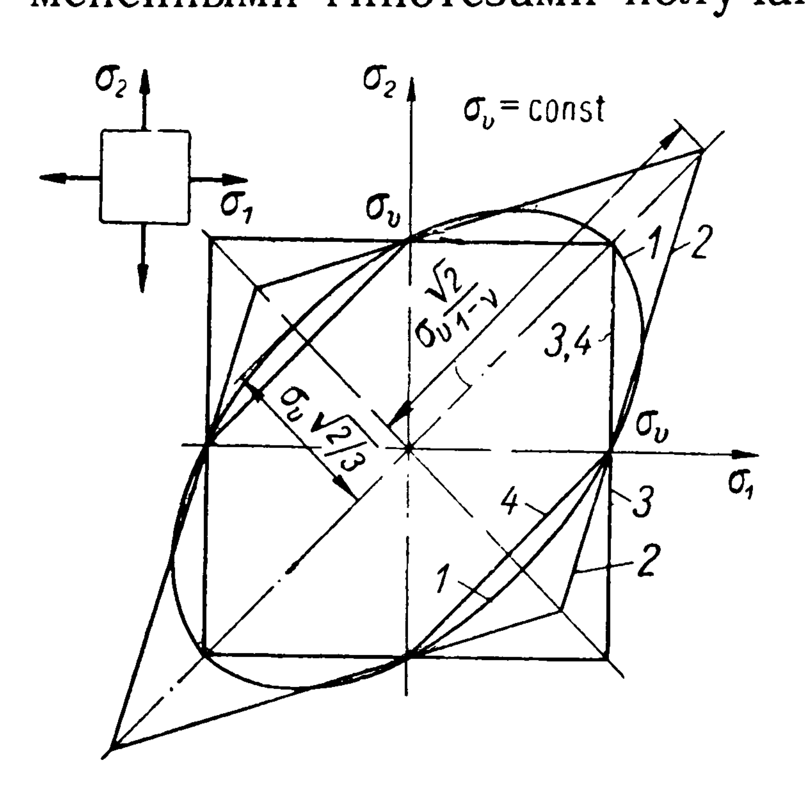


Рис. 10-4. Сравнение различных гипотез текучести для плоского главного напряженного состояния

1 — гипотеза постоянства работы пластической деформации (Хубер, Мизес, Хенки); *2* — гипотеза максимального удлинения (Сен-Венан); *3* — гипотеза максимального главного напряжения (Ранкин); *4* — гипотеза максимального напряжения сдвига (Гест, Мор)

Изгибное напряженное состояние. Для изгиба балки определяющее значение имеет плоское напряженное состояние $\sigma_y=0$, $\sigma_x=\sigma$, которое по GE-гипотезе в соответствии с уравнением (10-4) дает эквивалентное напряжение (рис. 10-3, *б*)

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}. \qquad (10\text{-6а})$$

По гипотезе максимального напряжения сдвига получилось бы

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \qquad (10\text{-6б})$$

в то время как гипотеза максимального удлинения дала бы (при отношении Пуассона $\nu = 0{,}3$ — для стали)

$$\sigma_v = 0{,}35\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \qquad (10\text{-6в})$$

что совпадает с формулой Баха, известной из более ранних публикаций.

Чистое напряженное состояние сдвига. Эквивалентное напряжение будет с $\sigma_x = \sigma_y = 0$ по уравнению (10-4) или $\sigma_1 = -\sigma_2 = \sigma = \tau$ по уравнению (10-5) и рис. 10-3, *а* составлять

$$\sigma_v = \sqrt{3}\tau = 1{,}73\tau. \qquad (10\text{-7})$$

Это эквивалентное напряжение лежит между $\sigma_v = 1{,}3\,\tau$ (по гипотезе максимального удлинения) и $\sigma_v = 2\tau$ (по гипотезе максимального напряжения сдвига).

В. Запас прочности. С помощью эквивалентного напряжения можно дать простой теоретический ответ на вопрос о механической надежности конструкции. Надежность, очевидно, выражается отношением «опасной» нагрузки к «имеющейся» нагрузке, и так как в упругом диапазоне существует пропорциональность между нагрузкой и напряжением, то надежность в упругом диапазоне может быть определена также и как отношение напряжений. Так как в электромашиностроении при любых обстоятельствах необходимо предотвратить возникновение больших остаточных деформаций, то следует считать принципиально опасным предел текучести. В качестве имеющегося напряжения в расчет можно вводить эквивалентное напряжение. При этом целесообразно принять следующее определение.

Механическая надежность против текучести

$$S_S = \frac{\text{предел текучести при испытании на растяжение по одной оси } \sigma_S}{\text{наибольшее имеющееся эквивалентное напряжение } \sigma_v}.$$

Для материалов, которые не имеют ясно выраженного предела текучести, например хрупких материалов, таких, как чугун и бронза, и материалов, способных течь с большим внутренним трением, таких, как различные изоляционные и синтетические материалы, пределом текучести считается то напряжение, при котором после снятия нагрузки возникает остаточное удлинение 0,2%. Под пределом пропорциональности при этом понимается то напряжение, при котором остаточное удлинение равно только 0,02%. Современная практика конструирования развивается, однако, не ограничивая допускаемых напряжений пределом текучести. Вследствие того что за последние годы произошло скачкообразное повышение мощностей, в особенности у машин предельной мощности, приходится допускать также и пластические деформации, но только местные и устойчивого характера. Отсюда неизбежно возникает необходимость расширения определения механической надежности в сторону упруго-пластических состояний. Это требование не является, однако, новым.

Если применить обычное, классическое определение механической надежности к напряжению в детали с надрезом (простой образец с отверстием при испытании на растяжение), то исходя из факта, что эквивалентное напряжение превышает предел текучести, следовало бы сделать вывод об отказе конструкции. То, что такой вывод неверен, доказывает практика с бесконечным множеством случаев, когда неизбежны напряжения в деталях с надрезом. Конечно, в местах надрезов материал начинает течь, но только местно, и так как материал вязко-пластичный, то устанавливается новое устойчивое упруго-пластическое состояние равновесия. При этом целесообразно относить механическую надежность к несущей способности, которая будет исчерпана, когда пластическая деформация распространится на все поперечное сечение и конструкция начнет течь. Такую надежность уже нельзя выразить путем сравнения двух напряжений в определенной точке, и она должна оцениваться по силам, действующим на конструкцию. При этом мы приходим к следующему определению.

Механическая надежность против разрушения

$$S_B = \frac{\text{разрушающая нагрузка } F_B}{\text{имеющаяся нагрузка } F_v}.$$

Определение разрушающей нагрузки в каждом конкретном случае требует основательных теоретических и практических знаний упруго-пластического состояния конструкции, но тем не менее она постепенно начинает применяться в конструкторской практике под названием прочности формы. Однако, в какой мере могут допускаться пластические составляющие деформаций с учетом требуемых для электрических машин малых допусков, следует решать отдельно в каждом конкретном случае. Ввиду этого ограничения механическая устойчивость против разрушения не имеет общего значения. Можно обойтись и без нее и пользоваться только более простой устойчивостью против текучести, если рассматривать способность конструкции и материала к пластической деформации [1] как скрытый резерв прочности. При этом, однако, при оценке действительной надежности приходится полагаться на интуицию конструктора.

Третьим видом надежности является устойчивость против превышения предела механической устойчивости конструкции. Она также базируется на действующих силах и может быть определена следующим образом.

Механическая прочность против нарушения устойчивости

$$S_K = \frac{\text{критическая нагрузка } F_K}{\text{имеющаяся нагрузка } F_v}.$$

Под критической нагрузкой следует понимать нагрузку при продольном изгибе, опрокидывающую нагрузку или выгибающую нагрузку в зависимости от того, идет ли речь о продольном изгибе стержней, опрокидывании балок или выгибании (выпучивании) листов или оболочек. Критические нагрузки, как правило, намного ниже разрушающих нагрузок и могут сильно снижаться в результате небольших неизбежных эксцентриситетов точки приложения силы или небольших отклонений детали от теоретической формы.

В качестве минимальных значений коэффициентов надежности следует применять, если нет иных указаний или правил, следующие значения: $S_S = 1{,}5$; $S_B = 2$; $S_K = 3$.

Г. Длительная прочность, временная прочность, временный предел ползучести. Если речь идет не о статической, т. е. постоянной во времени, а о динамической, т. е. изменяющейся во времени, нагрузке периодического характера, то прочность конструкционного материала снижается. Для результирующего меньшего значения сложилось понятие о длительной прочности σ_D, называемой также усталостной прочностью. Длительной прочностью является то напряжение

[1] В качестве характеристики способности материала деформироваться можно указывать, например, ударную вязкость, в то время как для оценки свариваемости обычно применяются испытания на плотный загиб и испытания на перегиб образцов с наплавленным валиком.

(рис. 10-5), которое при заданном отношении напряжений $\sigma_{min}/\sigma_{max}$ может выдерживаться произвольно долго. Велер (Wöhler) на основании кривых, выражающих прочность в зависимости от изменений на-

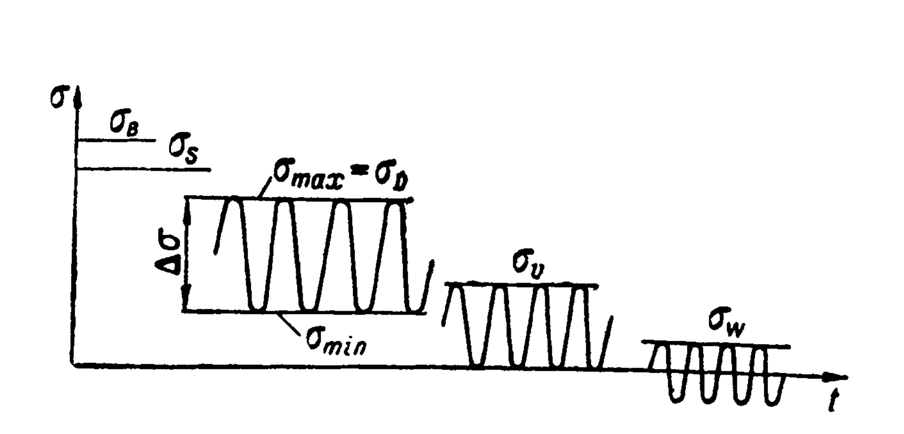


Рис. 10-5. Длительная прочность

σ_D — длительная прочность; σ_B — статическая прочность (предел прочности при растяжении); σ_S — предел текучести при растяжении; σ_U — первоначальная прочность (предел прочности при знакопостоянной периодической нагрузке); σ_W — прочность при циклической знакопеременной нагрузке (предел выносливости при колебаниях); σ — напряжение; t — время

Рис. 10-6. Кривая Велера для прочности при циклической знакопеременной нагрузке

σ_B — предел прочности при растяжении; σ_Z — временная прочность при знакопеременной нагрузке; σ_W — прочность при циклической знакопеременной нагрузке (специальный случай длительной прочности)

грузки (рис. 10-6), установленных эмпирическим путем, показал, что напряжение, повторяющееся несколько миллионов раз, может выдерживаться произвольно долго. Практически длительная прочность

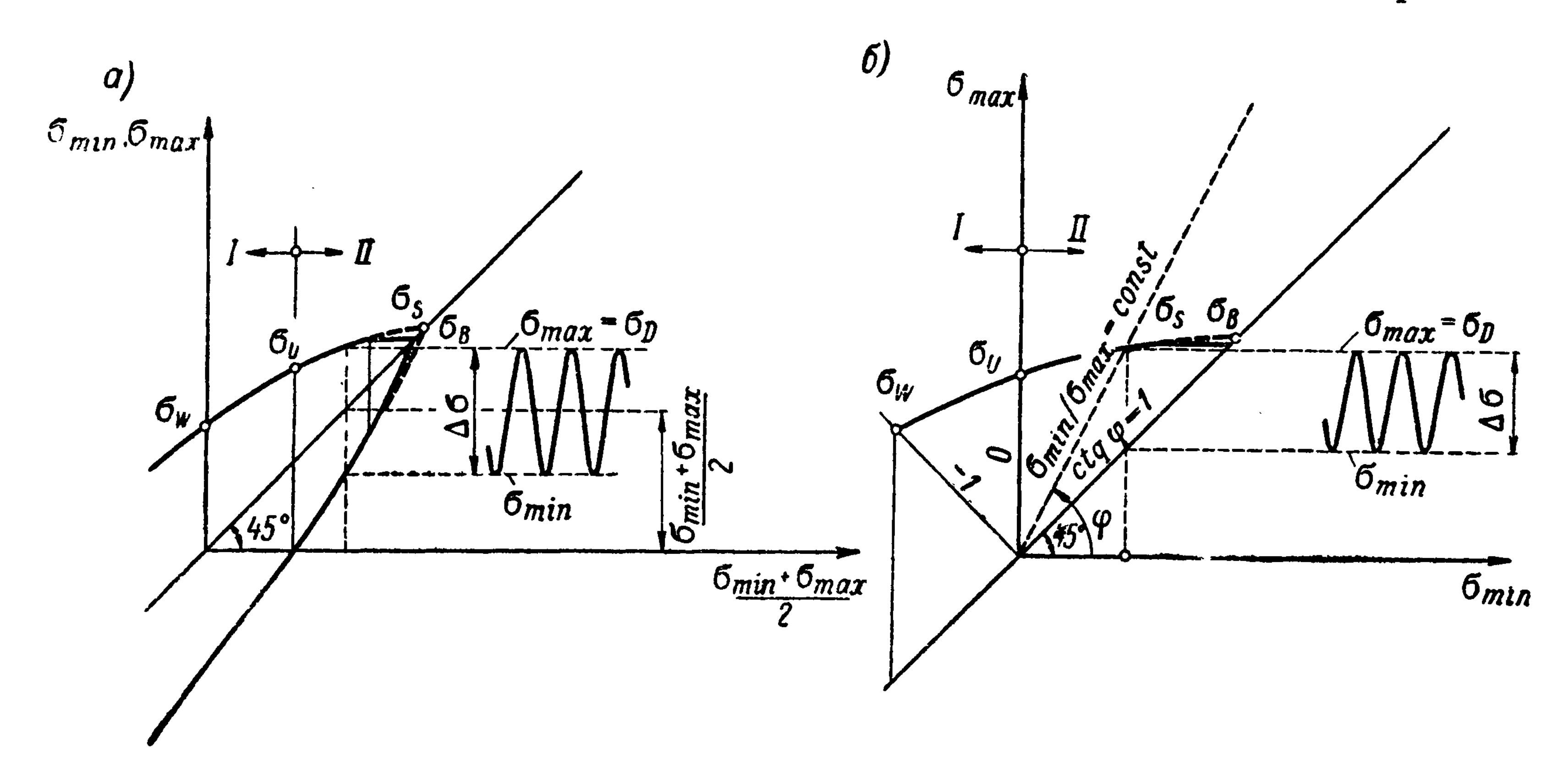


Рис. 10-7. Диаграмма длительной прочности: *а* — нижнее и верхнее предельные напряжения в функции среднего значения; *б* — верхнее предельное напряжение в функции нижнего предельного напряжения

I — область циклической знакопеременной нагрузки; *II* — область знакопостоянной периодической нагрузки

в большинстве случаев определяется для 2—4 миллионов циклов нагрузки.

Характер изменения длительной прочности может быть весьма наглядно представлен в виде диаграмм, из которых особенно часто применяются два вида. На рис. 10-7, *а* верхнее предельное напряже-

ние показано в зависимости от средней величины, а на рис. 10-7, *б* — в зависимости от нижнего предельного напряжения. Обе диаграммы по своим результатам равноценны. Рис. 10-7, *а* несколько нагляднее, в то время как рис. 10-7, *б* более удобен для численной оценки. В большинстве случаев из расчета прочности известны величины отношения напряжений, и по ним на соответствующем луче, проходящем через начало координат, определяется искомая длительная прочность. Можно различить три характеристические величины:

1) статическую прочность (предел прочности при растяжении) σ_B ($\sigma_{max} = \sigma_{min}$);

2) первоначальную прочность, или предел прочности при знакопостоянной периодической нагрузке σ_U ($\sigma_{min} = 0$);

3) прочность при циклической знакопеременной нагрузке σ_W ($\sigma_{max} = -\sigma_{min}$).

Для предотвращения остаточных деформаций обе диаграммы ограничиваются пределом текучести при растяжении σ_S. Величины σ_B и σ_S должны определяться путем испытания на растяжение по одной оси, а σ_U и σ_W — путем пульсационных испытаний. Для вязких металлов приближенно справедливо[1] $\sigma_B : \sigma_U : \sigma_W = 100 : 85 : 50$.

Под временной прочностью понимают несколько более высокую прочность при меньшем числе циклов знакопеременной нагрузки, чем число циклов, соответствующее длительной прочности. Эта прочность лежит между пределом прочности при растяжении и длительной прочностью. Иными словами, это значение прочности на ниспадающей части кривой Велера (см. рис. 10-6). Указание временной прочности всегда требует также указания числа циклов знакопеременной нагрузки (в виде индекса). Таким образом, при нагрузках, превышающих работоспособность, она указывает также долговечность материала или детали.

Оценка механической надежности конструкций с часто повторяющимися нагрузками должна производиться на основе длительной прочности или временной прочности. Следует еще упомянуть, что конструкции со многими надрезами, на которых концентрируются напряжения, особенно чувствительны к переменным нагрузкам.

Понятие о временном пределе ползучести[2], которое уже давно известно в тепломашиностроении, в результате расширяющегося применения в электромашиностроении (пазовые клинья, бандажи, изоляция) синтетических материалов и синтетических смол приобретает все большее значение также и в практике конструирования электрических машин. Под влиянием высоких температур конструкционные материалы начинают терять свою прочность и при постоянной на-

---

[1] Hänchen R. Dauerfestigkeitsbilder für Stahl und Gußeisen. Carl Hanser Verlag, München, 1963, Betriebsbücher 4.

[2] Раньше применялось также понятие о длительном пределе ползучести, под которым понимали то напряжение, при котором материал при определенной температуре перестает ползти. Это свойство не проявляется у многих сталей и, в особенности, у синтетических материалов, так что для них определить длительный предел ползучести невозможно.

грузке увеличиваются деформации: материал ползет. Разница между металлом и синтетическими материалами заключается прежде всего в температуре ползучести. Для сталей это температуры от 400 до 700° С, в то время как для синтетических материалов нижняя граница приходится уже на комнатную температуру. Под временным пределом ползучести понимают то напряжение, которое при заданной температуре по прошествии определенного времени приводит под действием ползучести к заданному удлинению или к разрыву. Принято наносить временный предел ползучести σ_T на график в зависимости от времени t в логарифмическом масштабе, т. е. в виде $\lg \sigma_T = f(\lg t)$, и в качестве параметра указывать испытательную температуру и, если это необходимо, удлинение вследствие ползучести (рис. 10-8).

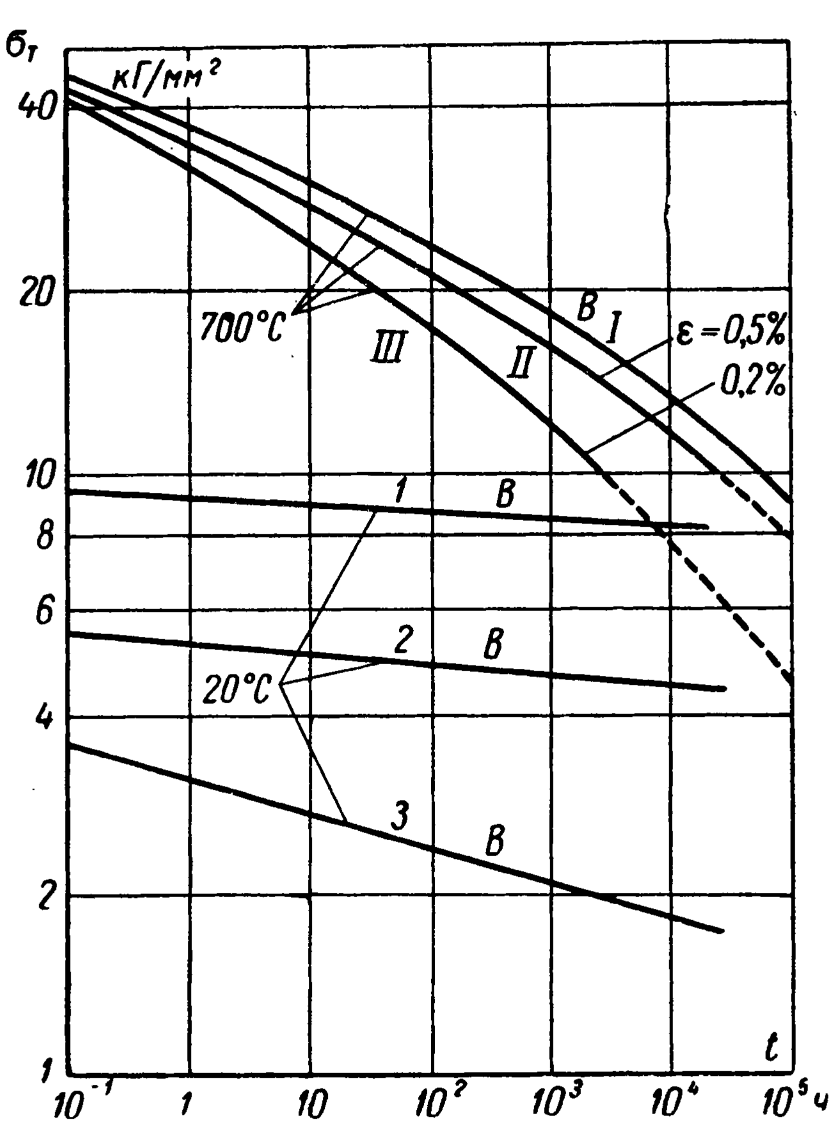


Рис. 10-8. Временный предел ползучести σ_T стали и синтетических материалов

I, II, III — сталь Super Sirius HT (700° C); синтетические материалы (20° C): *1* — Leguval N 30, 40% стекловолокна; *2* — Makrolan; *3* — Novodur *W*; *B* — разрыв; ε — удлинение вследствие ползучести

Д. Влияние надреза, коэффициент формы, коэффициент концентрации напряжений. В элементах машин с резкими изменениями поперечного сечения или надрезами (валах с уступами, пазовых клиньях, смазочных отверстиях, резьбах) при нагрузке у основания надреза часто возникают очень высокие напряжения — так называемые напряжения надреза, которые для хрупких материалов, например серого чугуна, могут приводить к преждевременному разрушению. У вязких материалов при статической нагрузке такие пики напряжений «срезаются», т. е. места с высокой местной нагрузкой подвергаются пластическому расширению, и пики напряжений в результате этого перераспределяются на окружающие участки. В противоположность этому при переменных нагрузках местные пики напряжений не могут в одинаковой мере сниматься также и у вязких материалов и оказывают поэтому вредное действие. В упругой области повышение напряжений при статической нагрузке зависит только от формы, и в принципе его можно рассчитывать или определять путем испытаний. Принято указывать эти напряжения сравнительно с как можно проще определяемым эквивалентным напряжением — так называемым номинальным напряжением σ_n. Отношение действительного напряжения к этому эквивалентному напряжению называют коэффициентом формы, а также часто фактором надреза и обозначают через α_k. Для каждого коэффициента формы должно указываться номинальное напряжение

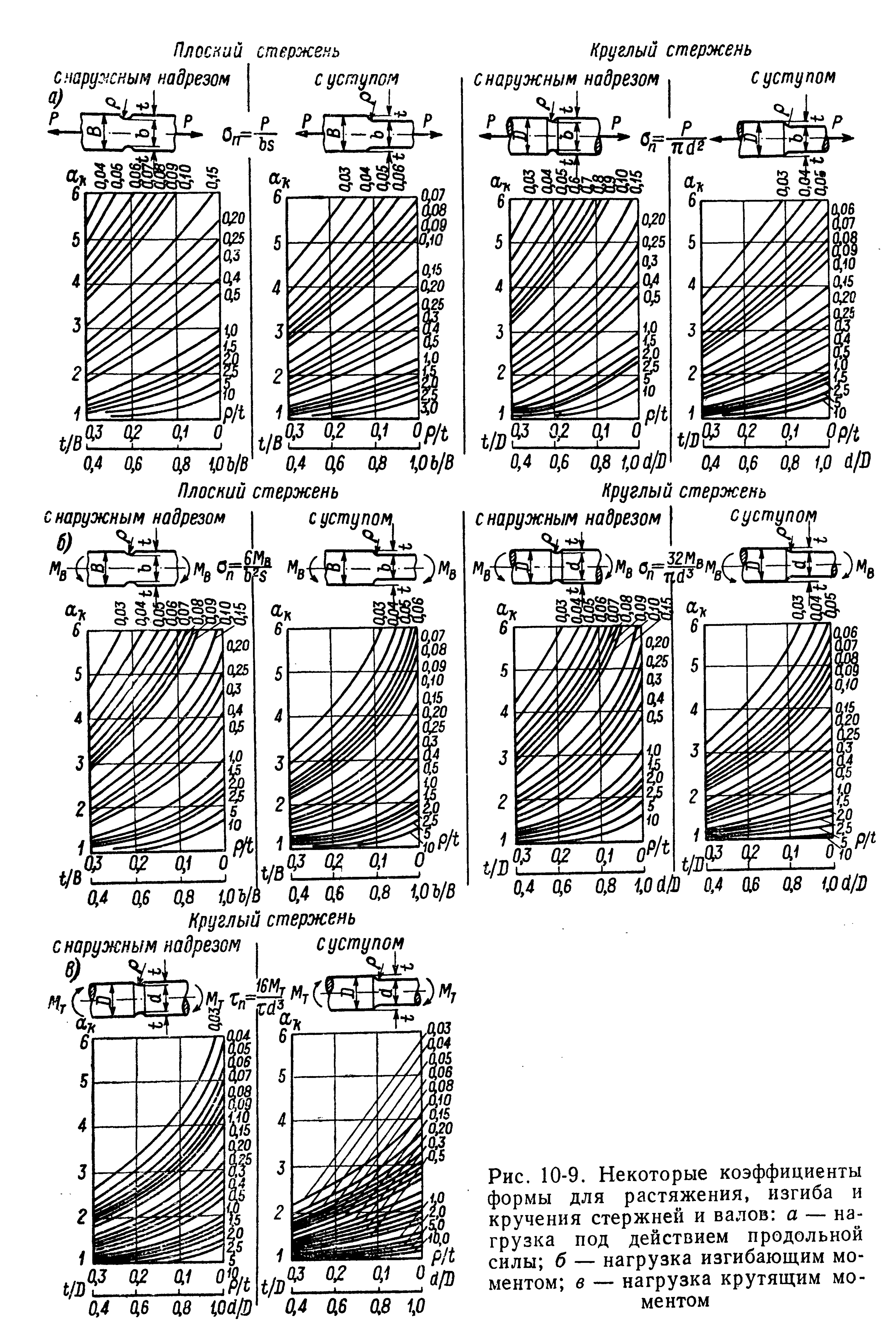


Рис. 10-9. Некоторые коэффициенты формы для растяжения, изгиба и кручения стержней и валов: *а* — нагрузка под действием продольной силы; *б* — нагрузка изгибающим моментом; *в* — нагрузка крутящим моментом

Следовательно, действительное максимальное напряжение представляет собой произведение номинального напряжения и коэффициента формы:

$$\sigma_{max} = \alpha_k \sigma_n, \quad \alpha_k > 1. \tag{10-8}$$

Различные виды нагрузок, как, например, растяжение, изгиб, кручение, дают, как правило, для одной и той же формы различные коэффициенты формы. На рис. 10-9 приведены некоторые из наиболее употребляемых коэффициентов формы из справочника Hütte.[1] Другие диаграммы см. в специальной литературе.[2]

При знакопеременной нагрузке влияние надрезов на прочность отличается от их воздействия при статической нагрузке. Практический опыт показал, что длительная прочность снижается не в такой мере, в какой это должно было бы соответствовать коэффициенту формы. Для выражения отношения переменной прочности стержня без надреза к переменной прочности стержня с надрезом введено понятие о коэффициенте влияния надреза (коэффициенте концентрации напряжения) β_k. Переменная прочность стержня с надрезом будет, таким образом,

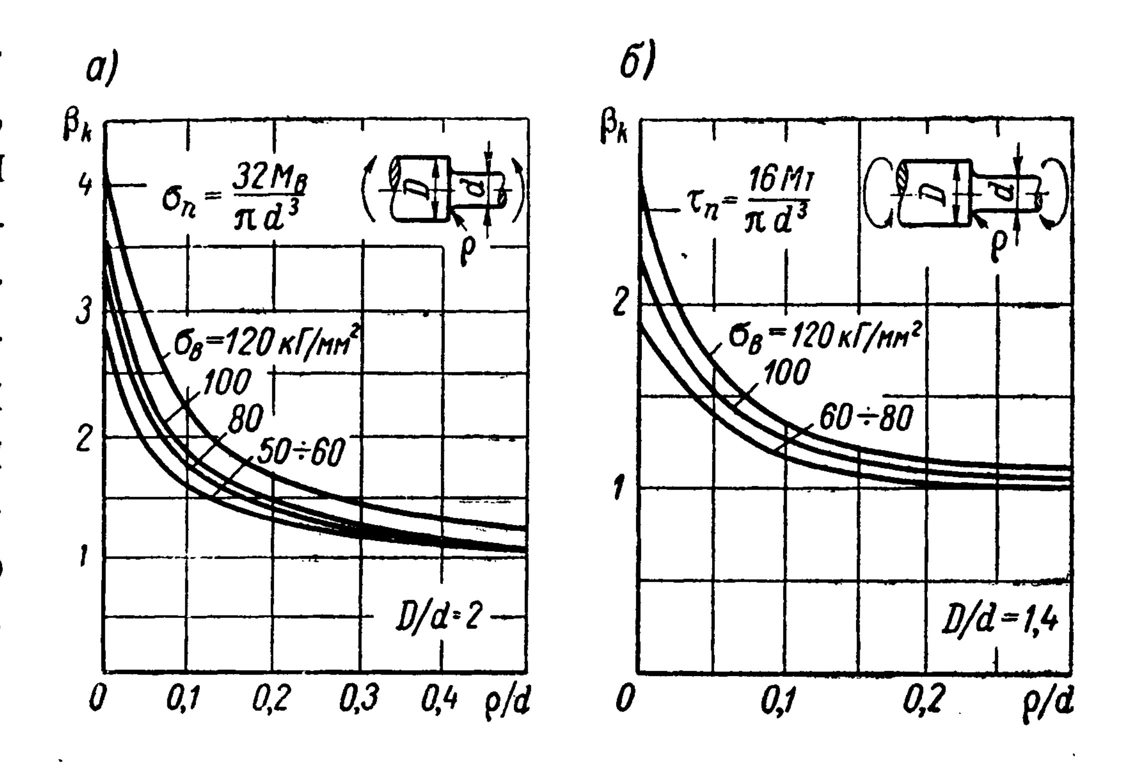


Рис. 10-10. Коэффициенты влияния надреза (коэффициенты концентрации напряжения) при изгибе (*а*) и кручении (*б*) вала с уступом

$$(\sigma_W)_k = \sigma'_W/\beta_k, \quad 1 < \beta_k < \alpha_k, \tag{10-9}$$

откуда можно вывести напряжение у надреза при знакопеременной нагрузке:

$$\sigma_k = \beta_k \sigma_n, \quad \sigma_k \leq \sigma_W. \tag{10-10}$$

Указание коэффициента влияния надреза, так же как и указание коэффициента формы, требует приведения номинального напряжения σ_n. Кроме того, коэффициент влияния надреза зависит от формы надреза, характера нагрузки, а возможно, и от прочности материала (рис. 10-10) и колеблется всегда между 1 и α_k.

Неоднократно делались попытки перенести понятие о коэффициенте влияния надреза также и на произвольные длительные прочности $\sigma_D = f(\sigma_{max}/\sigma_{min})$. Если в сомнительных случаях заменить коэффициент влияния надреза коэффициентом формы, то это повысит запас прочности.

[1] Hütte, 28. Auflage, Bd. 1, S. 962—964.

[2] Например, N e u b e r H. Kerbspannungslehre, 2, Aufl., Springer, 1958.

10-2. Расчет прочности арочных коллекторов

Опыт учит, что стремление сконструировать хороший коллектор должно быть направлено на создание конструктивного узла, который обладает возможно более устойчивой формой, состоит из коллекторных пластин, изоляционных прокладок, нажимных колец и болтов и в любом режиме работы будет вести себя как единое целое. К выполнению этого требования мы приближаемся, пользуясь искусственным приемом создания предварительного натяга сопрягаемых элементов. Как вытекает из сказанного на стр. 322 и 323, путем создания целесообразного предварительного натяга можно значительно уменьшить деформацию любой конструкции под действием центробежных сил, не производя одновременно заметного повышения нагрузки. Действительно, величина предварительного натяга имеет решающее значение для обеспечения безукоризненной механической работы коллектора. Предварительный натяг должен выбираться таким образом, чтобы коллекторные пластины во всех режимах работы, в течение всего периода эксплуатации не могли смещаться из своего первоначального положения. Для того чтобы можно было дать количественную оценку соотношениям между силами и деформациями, необходимо представить себе весь конструктивный узел в виде упругой системы. Совершенно очевидно, что в этой связи необходимо уделять максимальное внимание точности обработки и выдерживанию допусков на размеры.

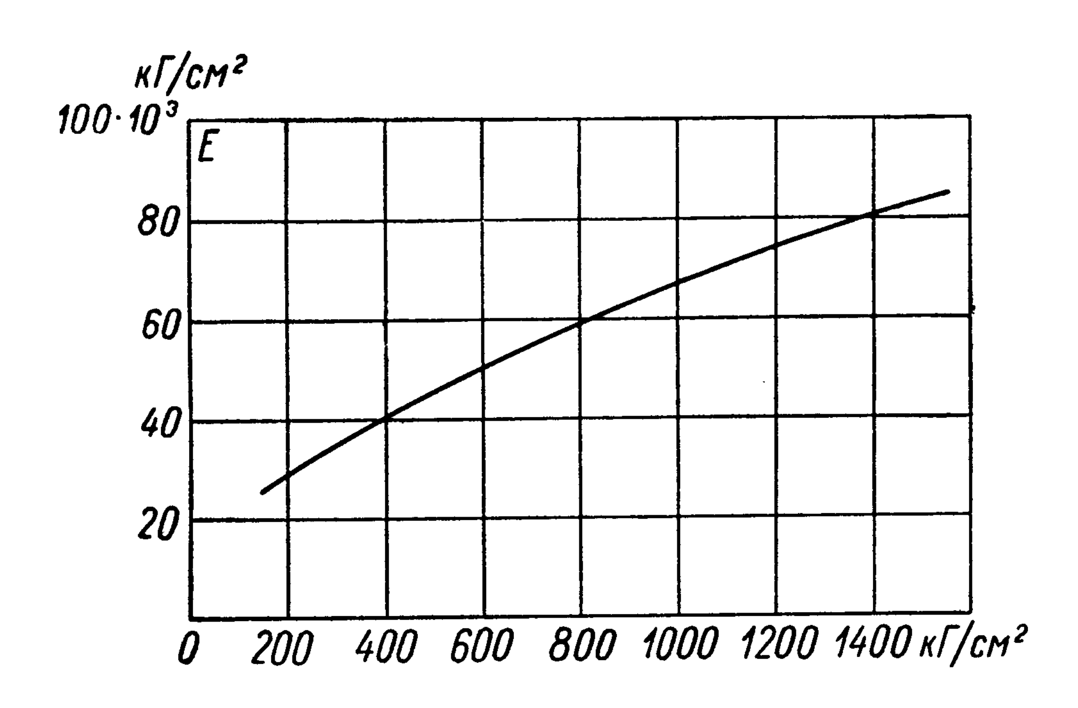


Рис. 10-11. Модуль упругости E амберита в зависимости от удельного давления на поверхность (амберит выпечен и спрессован при 160 °С)

Расчет подразделяется на две части. В первой части производится определение сил, действующих при различных рабочих режимах (покой в холодном состоянии, покой в нагретом состоянии, вращение в холодном состоянии, вращение в нагретом состоянии); содержанием второй части является определение деформаций и нагрузок каждого элемента, т. е. расчет деформаций и механических напряжений под действием сил. Мы ограничимся здесь расчетом наиболее часто применяемого цилиндрического коллектора с арочным распором, а в заключение укажем на изменения, которые должны вноситься при расчете коллекторов других конструкций.

В начале расчета имеется ряд неизвестных величин, которые не поддаются непосредственному вычислению. Поэтому приходится оценивать некоторые величины на основе собственного опыта и производить с ними первый предварительный расчет. По полученным результатам следует проверить, требуется ли повторный расчет с уточнен-

ными значениями этих величин. Кроме того, сложность конструкции коллектора обусловливает необходимость некоторых предположений, более или менее соответствующих действительности, ввиду чего результаты получаются приближенными. Однако лишь с их помощью становится возможной количественная оценка. При этом важнейшей обязанностью и задачей конструктора является определение пределов, в которых эти результаты справедливы.

Наиболее важное предположение заключается в том, что все детали, испытывающие механические нагрузки, являются абсолютно упругими и следуют закону Гука. Но в действительности передающие усилия изоляционные элементы испытывают не только чисто упругую, но и пластическую деформацию, которую необходимо учитывать, несмотря на малую толщину изоляции. Однако доля пластической деформации, остающейся после снятия нагрузки, относительно уменьшается с возрастанием давления.

Предположение об абсолютной упругости принимается также и для изоляции. Вносимую этим погрешность можно компенсировать, рассматривая модуль упругости изоляции как функцию удельного давления на изоляцию. На рис. 10-11 показано возрастание модуля упругости амберита при повышении удельного давления на его поверхность.

А. Определение усилий, диаграммы усилий и деформаций. Обозначения:

$Z = Z_L + Z_R = Z_{общ}/2$ — половина центробежной силы коллекторных пластин и нажимных колец;[1]

Z_L — половина центробежной силы коллекторных пластин;[1]

Z_R — центробежная сила одного нажимного кольца;

$a = Z/Z_L$ — отношение центробежных сил;

$\mu = \operatorname{tg} \rho$ — коэффициент трения;

α — угол наклона ласточкиного хвоста;

c_g — коэффициент надежности против скольжения;

c_k — коэффициент устойчивости против распушения;

k_{Lr}, k_{La} — коэффициенты влияния круговой арки коллекторных пластин;

k_{Rr}, k_{Ra} — коэффициенты влияния нажимного кольца (включая стяжные болты для k_{Ra});

$k = k_{Rr}/(k_{Rr} + k_{Lr})$ — отношение;

F (F_r, F_a) — сила и ее составляющие, действующие в коллекторе при покое в холодном состоянии;

F_t (F_{tr}, F_{ta}) — сила и ее составляющие, действующие в коллекторе при покое в нагретом состоянии;

F_n (F_{nr}, F_{na}) — то же при вращении в холодном состоянии;

F_{tn} (F_{tnr}, F_{ta}) — то же при вращении в нагретом состоянии;

---

[1] При симметричном коллекторе можно рассматривать только одну его половину.

$N\ (N_r,\ N_a)$ — нормальное давление на соприкасающуюся опорную поверхность ласточкиного хвоста;

N_{tn} — нормальное давление на соприкасающуюся опорную поверхность ласточкиного хвоста при вращении в нагретом состоянии;

$\delta_L\ (\delta_{Lr},\ \delta_{La})$ — тепловое расширение круговой арки коллекторных пластин;

$\delta_R\ (\delta_{Rr},\ \delta_{Ra})$ — тепловое расширение нажимного кольца;

$W_r,\ W_a$ — термические коэффициенты увеличения;

$R_L,\ F_a$ — силы на круговой арке коллекторных пластин; $R_r,\ F_a$ — силы на нажимном кольце } вращение в холодном состоянии;

$R_{Lt},\ F_{ta}$ — силы на круговой арке коллекторных пластин; $R_{Rt},\ F_{ta}$ — силы на нажимном кольце } вращение в нагретом состоянии.

Индексы: L — пластина; a — аксиально; n — вращение; R — кольцо; r — радиально; t — нагретое состояние.

Рабочий режим: покой в холодном состоянии — формовка. Рассмотрим соотношение сил на поверхности соприкосновения между нажимным кольцом и круговой аркой коллекторных пластин. На рис. 10-12 нажимное кольцо давит на боковую поверхность медных пластин и создает усилие, необходимое для образования предварительного арочного распора (изоляционное кольцо для наглядности опущено). Это давление является направляющей силой F, положение которой относительно поверхностей соприкосновения будет различным в зависимости от того, действует ли трение или нет. Если трением можно пренебречь, то сила F будет нормальна к поверхности. Если же трение учитывается, то сила F будет находиться внутри конуса трения с углом раскрытия 2ρ (коэффициент трения $\mu = \operatorname{tg} \rho$). При создании предварительного сжатия в круговой арке коллекторных пластин, т. е. при так называемой формовке, нажимное кольцо его V-образным выступом с помощью специального приспособления с определенным усилием надвигают на опорную грань ласточкиного хвоста коллекторных пластин.

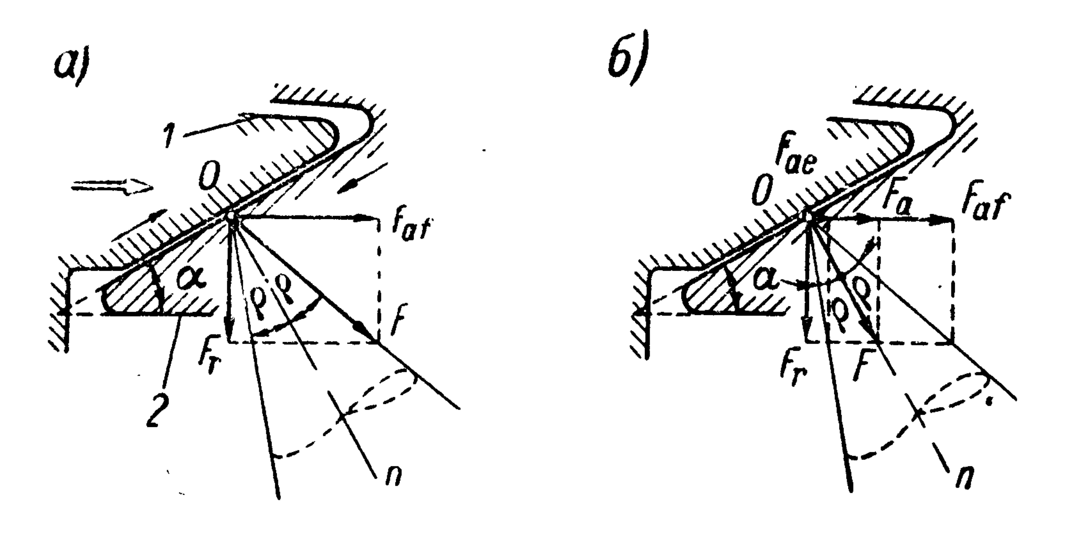


Рис. 10-12. Формовка коллектора: *а* — аксиальное давление посредством нажимного конуса (болты ослаблены); стрелка указывает направление скольжения; *б* — давление пресса на нажимной конус после затяжки болтов снято; болты принимают на себя часть аксиального давления; исходное положение ($F \parallel n$) для расчета

1 — нажимной конус; *2* — ласточкин хвост коллекторных пластин

Под действием этого усилия ласточкины хвосты круговой арки коллектора скользят по нажимному кольцу радиально внутрь. На-

правляющая сила прилагается при этом к противоположной направлению движения образующей боковой поверхности конуса трения (рис. 10-12, *а*). Если в этот момент затянуть стяжные болты и снять внешнее формующее давление, то нажимное кольцо отойдет назад за счет упругого удлинения болтов, вследствие чего сила F повернется внутрь конуса трения (рис. 10-12, *б*). Искусство формовки коллектора заключается теперь в том, чтобы привести вектор силы F в положение, благоприятное для работы вращающегося коллектора. Это может быть достигнуто путем многократной статической формовки в холодном и нагретом состоянии, а также посредством динамической формовки и во время испытания машины при угонной скорости вращения.[1] Несмотря на знание процесса и весь накопленный опыт изготовления коллекторов, при определении окончательного исходного положения силы F всегда будут некоторая ненадежность и случайности.

Наряду с допущением абсолютной упругости элементов коллектора здесь необходимо сделать второе важное предположение — исходное положение силы F совпадает с осью конуса трения, т. е. сила F нормальна к поверхности соприкосновения. Этим фиксируется положение силы F в состоянии покоя. Однако еще не известна величина приложенной при формовке аксиальной силы F_{af} по рис. 10-12, *б*, чтобы создать требуемое предварительное усилие F, а также какова должна быть после снятия давления пресса минимальная аксиальная сила F_{ae}, создаваемая болтами, для того чтобы сила F оставалась в пределах конуса трения. Из рис. 10-12, *б* и краткого расчета с учетом того, что в обоих случаях сохраняется радиальная сила, следует

$$F_{af} = F_a \frac{\operatorname{tg}\alpha + \mu}{\operatorname{tg}\alpha\,(1 - \mu \operatorname{tg}\alpha)}, \quad F_{af} > F_a \tag{10-11а}$$

и для сохранения предварительного затяга

$$F_{ae} = F_a \frac{\operatorname{tg}\alpha - \mu}{\operatorname{tg}\alpha\,(1 + \mu \operatorname{tg}\alpha)}, \quad F_{ae} < F_a. \tag{10-11б}$$

Имеющая определяющее значение для исходного режима «покой в холодном состоянии» составляющая предварительного усилия F_a будет определена ниже.

Рабочий режим: покой в нагретом состоянии. Может случиться, что круговая арка коллекторных пластин будет иметь температуру, отличную от температуры стальных нажимных колец. Например, это может быть в состоянии покоя нагретой машины. Необходимо определить величину направляющей силы $F = F_t$ в нагретом коллекторе или возникающую вследствие разности температур. Определение сил, действующих в коллекторе, представляет собой задачу определения предварительного затяга коллектора. Для этого целесообразно пользоваться диаграммой предварительного затяга применявшейся при расчете бандажей. Так как здесь действует произвольно ориентированная в плоскости направляющая

---

[1] Rauhut P. Berechnung von Kommutatoren auf innere Reibung. Schweizer Archiv für angewandte Wissenschaft und Technik 12, 1946, H. 4 u. 5, S. 120 u. S. 148.

сила, то для расчета целесообразно разложить ее на радиальную и аксиальную составляющие. В соответствии с этим получаются две диаграммы предварительного затяга, например *б* и *г* на рис. 10-13, причем обе относятся к покою в холодном состоянии.

В диаграммах *б* и *г* основания s_r и s_a означают величину радиальной и аксиальной деформации. Упругость в радиальном направлении пластин, включая изоляционные прокладки и манжету, и соответственно нажимного кольца характеризуется коэффициентами влияния k_{Lr} и k_{Rr}, а в аксиальном направлении — k_{La} и k_{Ra}.[1] Эти коэффициенты определяют наклон прямых упругости в диаграмме предварительного затяга. Из диаграмм *б* и *г* можно определить радиальную и аксиальную составляющие направляющей силы F, т. е. F_r и F_a, и сложить их в точке O в вектор F $(F_r,\ F_a)$. В холодном состоянии, согласно принятым предпосылкам, этот вектор совпадает с нормалью к плоскости. Если теперь коллектор нагреется, то пластины, нажимное кольцо и стяжные болты в свободном состоянии расширились бы на величины δ_L $(\delta_{Lr},\ \delta_{La})$ и δ_R $(\delta_{Rr},\ \delta_{Ra})$, составляющие которых могут быть легко рассчитаны по коэффициентам теплового расширения и разности температур. Следует построить новые диаграммы *в* и *д*, по которым можно определить составляющие новой направляющей силы F_t $(F_{tr},\ F_{ta})$, обусловленной нагревом. После переноса этих составляющих в точку O получается величина и положение силы F_t, которая, как правило, больше F и уже не располагается по направлению силы F. Для того чтобы не происходило скольжения, F_t должна лежать в пределах конуса трения. Для аналитического расчета целесообразно вычислить коэффициенты увеличения W составляющих сил.

Из диаграммы предварительного затяга определяем

$$F_t\begin{cases} F_{tr}=W_rF_r;\ W_r=1+\dfrac{\delta_{Lr}-\delta_{Rr}}{F_r\,(k_{Lr}+k_{Rr})}\,; \\ F_{ta}=W_aF_a;\ W_a=1+\dfrac{\delta_{La}-\delta_{Ra}}{F_a\,(k_{La}+k_{Ra})}\,. \end{cases}\qquad(10\text{-}12)$$

Рабочий режим: вращение в холодном состоянии. Вследствие повышения скорости вращения и возрастания центробежной силы имеющийся в коллекторе предварительный затяг постепенно снижается. Режим можно наглядно проследить по диаграмме предварительного затяга и диаграмме режимов. На рис. 10-13 штрих-пунктирной прямой половина суммарной центробежной силы $Z = Z_L + Z_R$ подразделена на составляющие, относящиеся к круговой арке коллекторных пластин и нажимному кольцу.

---

[1] Коэффициенты влияния определяются как отношение перемещения к силе в определенном направлении. Так, например, k_{Lr} означает радиальное перемещение пластины в месте приложения силы под действием радиальной силы величиной в единицу. На диаграмме предварительного затяга наклон α_L прямой упругости выражается через $\alpha_L = \operatorname{ctg} k_{Lr}$. Чем «мягче» материал, тем меньше будет в соответствии с этим наклон прямой упругости. См. соответствующие данные для бандажей на стр. 270.

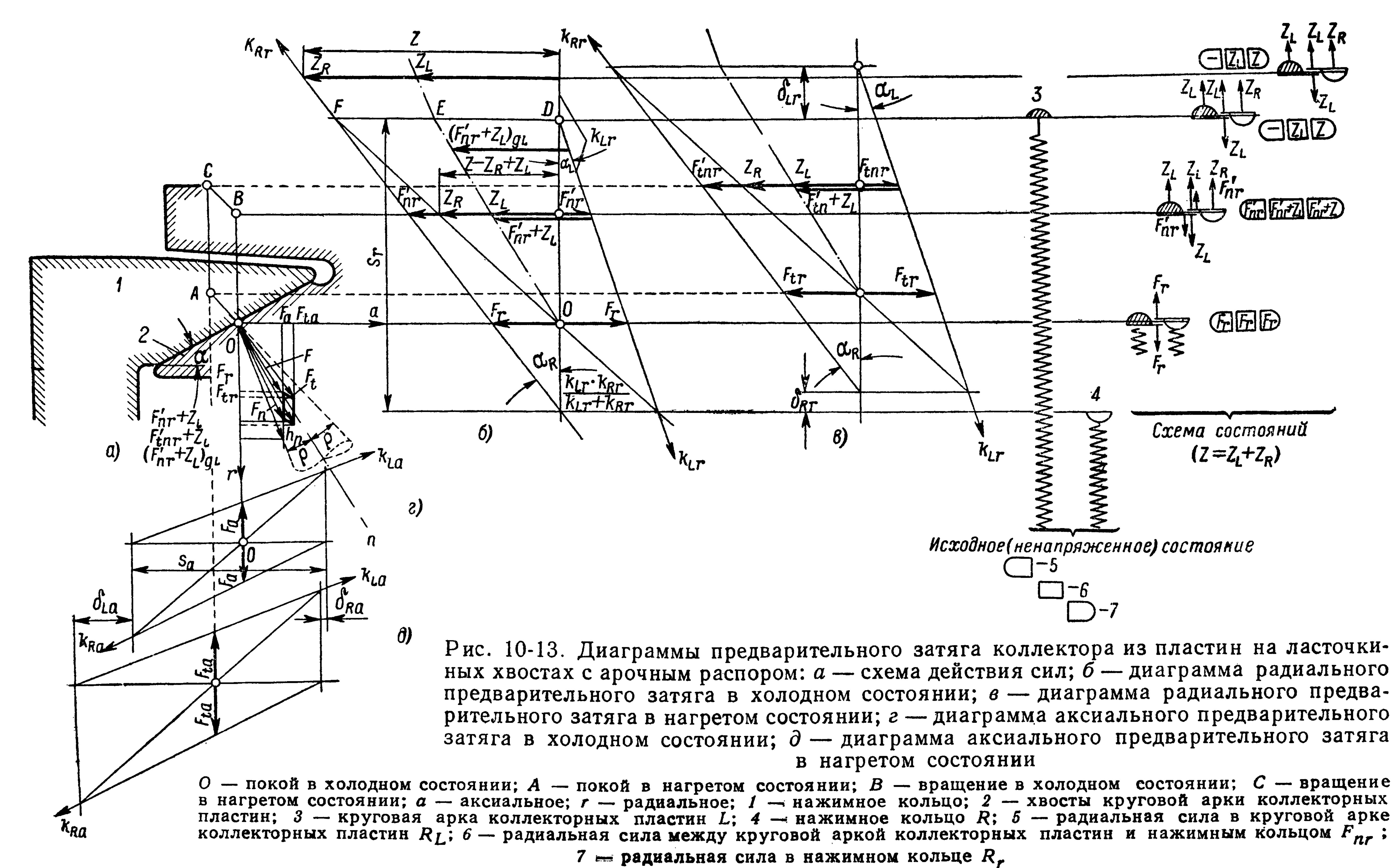


Рис. 10-13. Диаграммы предварительного затяга коллектора из пластин на ласточкиных хвостах с арочным распором: *а* — схема действия сил; *б* — диаграмма радиального предварительного затяга в холодном состоянии; *в* — диаграмма радиального предварительного затяга в нагретом состоянии; *г* — диаграмма аксиального предварительного затяга в холодном состоянии; *д* — диаграмма аксиального предварительного затяга в нагретом состоянии

O — покой в холодном состоянии; A — покой в нагретом состоянии; B — вращение в холодном состоянии; C — вращение в нагретом состоянии; *a* — аксиальное; *r* — радиальное; *1* — нажимное кольцо; *2* — хвосты круговой арки коллекторных пластин; *3* — круговая арка коллекторных пластин *L*; *4* — нажимное кольцо *R*; *5* — радиальная сила в круговой арке коллекторных пластин R_L; *6* — радиальная сила между круговой аркой коллекторных пластин и нажимным кольцом F_{nr}; *7* — радиальная сила в нажимном кольце R_r

Следовательно, при вращении надо различать результирующие силы, действующие на коллекторные пластины и нажимные кольца, а также обусловливающие их нагрузки и результирующую силу на границе между круговой аркой коллекторных пластин и нажимным кольцом, нормальная составляющая которой определяет сжатие. В результате вращения в холодном состоянии аксиальные составляющие не изменяются, но радиальная составляющая сжатия пластин снижается с F_r до F'_{nr}. Радиальная составляющая нагрузки на кольцо изменяется с F_r до $R_R = F'_{nr} + Z$, а радиальная составляющая направляющей силы — с F_r до $F_{nr} = F'_{nr} + Z_L$, причем последняя остается в конусе трения.

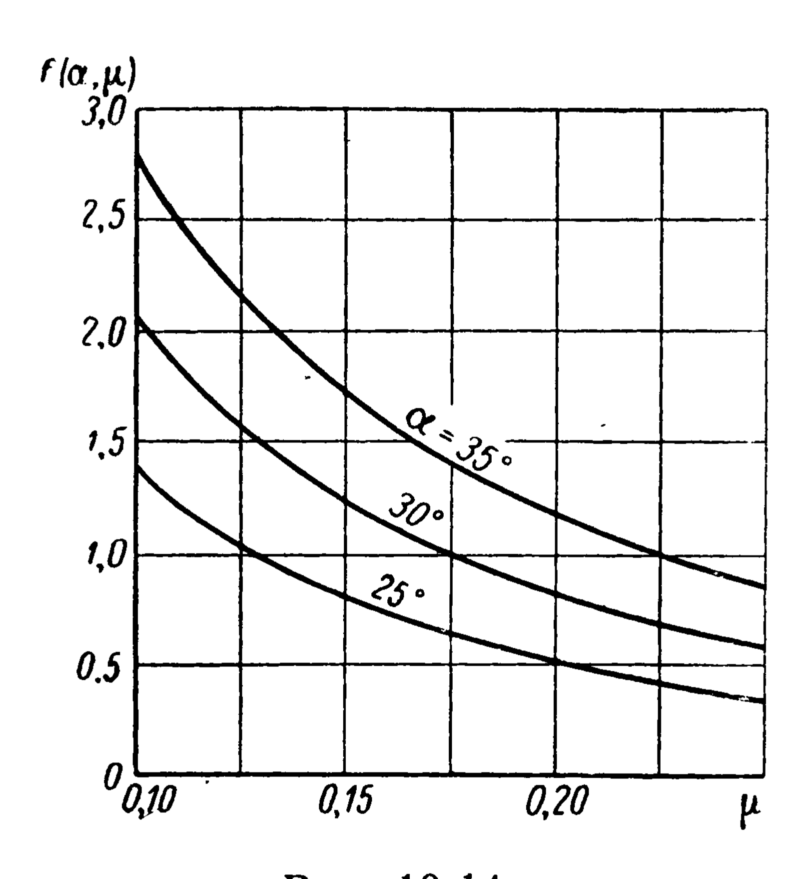


Рис. 10-14.

$$f(\alpha, \mu) = \frac{1}{\dfrac{1+\mu \operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha - \mu} - \dfrac{1}{\operatorname{tg}\alpha}} = \frac{\sin\alpha(\sin\alpha - \mu\cos\alpha)}{\mu}$$

Из рис. 10-13 непосредственно видно, что при более сильном наклоне штрих-пунктирной прямой по сравнению с прямой k_{Lr} происходит поворот направляющей силы F в сторону внутренней образующей конуса трения; если штрих-пунктирная прямая параллельна прямой k_{Lr}, то при вращении в холодном состоянии направляющая сила остается постоянной. При меньшем наклоне поворот происходит в сторону наружной образующей конуса трения. В превалирующих на практике случаях направляющая сила будет поворачиваться внутрь так, что после достижения внутренней образующей конуса трения пластины начнут скользить в направлении наружу. Условие того, что этого не произойдет, выражается аналитически, как можно убедиться из диаграмм предварительного затяга, следующим образом:

$$\frac{F_a}{Z} > \frac{1-ak}{a} \cdot \frac{1}{\left[\dfrac{1+\mu\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha-\mu} - \dfrac{1}{\operatorname{tg}\alpha}\right]} \equiv \frac{1-ak}{a} \times \frac{\sin\alpha(\sin\alpha-\mu\cos\alpha)}{\mu} \qquad (10\text{-}13a)$$

с принятой предпосылкой (скольжение наружу) $Z_L/Z_R > k_{Rr}/k_{Lr}$ или $ak > 1$.

Второй множитель (10-13а) изображен графически на рис. 10-14. В большинстве случаев центробежная сила Z является заданной величиной, а искомой является аксиальная составляющая силы предварительного затяга F_a, необходимая для восприятия центробежной силы Z без возникновения скольжения.

Условие (10-13а) необходимо для безукоризненной работы коллектора при вращении в холодном состоянии, но оно еще недостаточно, так как определяет только предел изменения положения направляющей силы, но не ее величину.

Если, например, представить себе на рис. 10-13 конус трения расширенным, то радиальная составляющая $F_{nr} = F'_{nr} + Z_L$ направляющей силы F_n, весьма вероятно, может достичь величины $\overline{DE}$, причем F'_{nr} исчезает без того, чтобы F_n, поворачиваясь, выходила из конуса трения. Если же $Z_L = \overline{DE}$ или $Z = \overline{DF}$, то величина радиальной деформации s_r обращается в нуль, круговая арка коллекторных пластин становится только нагрузкой нажимного кольца и теряет устойчивость против тангенциального смещения, пластины отделяются друг от друга и круговая арка коллектора начинает расходиться. Следовательно, необходимо сформулировать второе условие, чтобы предотвратить при вращении в холодном состоянии расхождение пластин.

Условие $Z < \overline{DF}$ приводит, как это можно установить из диаграммы аксиального предварительного затяга, к требованию

$$F_a/Z > k \operatorname{tg} \alpha. \tag{10-14a}$$

Более строгое из обоих условий (10-13) и (10-14) в конечном итоге определяет необходимый аксиальный предварительный затяг при вращении в холодном состоянии. Если еще дополнительно вводятся коэффициенты устойчивости против скольжения c_g и против «распушения» коллектора c_k, то следует выбирать необходимую аксиальную силу предварительного затяга

$$\left.\begin{aligned} &F_a = c_g (F_a)_{\min}, \ (F_a)_{\min} \text{ из } (10\text{-}13а) \\ \text{или} \quad & \\ &F_a = c_k (F_a)_{\min}, \ (F_a)_{\min} \text{ из } (10\text{-}14а); \end{aligned}\right\} \tag{10-15}$$

причем определяющее значение имеет бóльшая из этих двух величин.

Радиальная составляющая

$$F_r = F_a/\operatorname{tg}\alpha \tag{10-16}$$

интересует нас мало, так как предварительный затяг производится только в аксиальном направлении.

Радиальные силы R_L круговой арки коллекторных пластин или R_R нажимного кольца при вращении в холодном состоянии (согласно диаграмме предварительного затяга) составляют:

$$\left.\begin{aligned} R_L &= F'_{nr} = Z\left(\frac{F_a}{Z \operatorname{tg}\alpha} - k\right); \\ R_R &= F'_{nr} + Z = Z\left(\frac{F_a}{Z \operatorname{tg}\alpha} + 1 - k\right), \end{aligned}\right\} \tag{10-17a}$$

а радиальная составляющая направляющей силы выражается уравнением

$$F_{nr} = F'_{nr} + Z_L = Z\left(\frac{F_a}{Z \operatorname{tg}\alpha} + \frac{1}{a} - k\right). \tag{10-18a}$$

Рабочий режим: вращение в нагретом состоянии. Для вращения в нагретом состоянии в отношении сил справедливы те же положения, что и при покое в нагретом состоянии. Исходными являются диаграммы предварительного затяга по рис. 10-13, *в* и *д* для покоя в нагретом состоянии. Радиальные и аксиальные силы предварительного затяга увеличиваются за счет коэффициентов W_r и W_a, а центробежная сила остается постоянной. Соответствующие уравнениям (10-13а) и (10-14а) условия предотвращения скольжения и «распушения» пластин при вращении в нагретом состоянии будут:

$$\frac{F_a}{Z} > \frac{1-ak}{a} \cdot \frac{1}{\left[\frac{W_a(1+\mu \operatorname{tg}\alpha)}{\operatorname{tg}\alpha-\mu} - \frac{W_r}{\operatorname{tg}\alpha}\right]}; \quad (10\text{-}13б)$$

$$F_a/Z > k \operatorname{tg}\alpha / W_r. \quad (10\text{-}14б)$$

В общем случае $W_a > W_r > 1$ условия, выражаемые уравнениями (10-13б) и (10-14б), менее строги, чем по уравнениям (10-13а) и (10-14а), и потому они не являются определяющими, или, иначе говоря, условия предотвращения скольжения и «распушения» пластин при вращении в нагретом состоянии выполняются автоматически, если они соблюдаются при вращении в холодном состоянии. В противоположность этому при $W_r > 1$ радиальные силы R_{Lt} и R_{Rt} круговой арки коллекторных пластин и нажимного кольца, а также радиальная составляющая силы F_{tnr} имеют большую величину при вращении в холодном состоянии, а именно:

$$R_{Lt} = Z\left(\frac{F_a W_r}{Z \operatorname{tg}\alpha} - k\right); \quad R_{Rt} = Z\left(\frac{F_a W_r}{Z \operatorname{tg}\alpha} + 1 - k\right); \quad (10\text{-}17б)$$

$$F_{tnr} = Z\left(\frac{F_a W_r}{Z \operatorname{tg}\alpha} + \frac{1}{a} - k\right). \quad (10\text{-}18б)$$

Нормальная составляющая направляющей силы определяет напряжение сжатия в изоляционной манжете на ласточкином хвосте. Она составляет в соответствии с рис. 10-13 при основном режиме работы — вращении в нагретом состоянии

$$N_{tn} = F_{tnr} \cos\alpha + F_{ta} \sin\alpha. \quad (10\text{-}19)$$

Порядок определения сил. При заданной центробежной силе $Z = Z_L + Z_R$ в первую очередь необходимо проверить допущение $ak < 1$, лежащее в основе условий по уравнениям (10-13а), (10-14а) и (10-15). Затем из уравнения (10-15) определяется необходимая сила аксиального предварительного затяга F_a, так чтобы сила Z могла надежно без скольжения и «распушения» пластин восприниматься при вращении в холодном состоянии. Затем из уравнения (10-16) определяется радиальная составляющая F_r направляющей силы в состоянии покоя. Термические коэффициенты увеличения в случае $W_a > W_r > 1$ гарантируют, что в уравнениях (10-13б) и (10-14б) выдерживаются условия по уравнениям (10-13а) и (10-14а).

Затем следует еще проверить, выдерживается ли термическое условие предотвращения скольжения при покое в нагретом состоянии. Максимальная величина для обеспечения аксиального предварительного затяга может быть определена из уравнения (10-11а) (минимальная величина нас не интересует). Силы, действующие на круговую арку коллекторных пластин, нажимное кольцо и изоляционную манжету, определяются из уравнений (10-12), (10-17а), (10-17б), (10-18а), (10-18б) и (10-19). С помощью рассчитанных сил можно определить напряжения. Если допустимые значения превышаются, то расчет придется повторить с соответственно измененными исходными данными. Особое внимание следует обратить на значение модуля упругости E изоляции, зависящее от давления. При этом начинают с приближенно оцененного его значения и сравнивают с результатом расчета (последовательная аппроксимация). См. приведенный ниже пример в п. Б.

Диаграммы деформации колец позволяют проследить смещение точки O во всех рабочих режимах. При покое в нагретом состоянии точка O сдвигается к точке A. Величину $\overline{OA}$ называют термическим смещением. Если машина разгоняется из холодного состояния, то точка O сдвигается в точку B. Величина $\overline{OB}$ будет механическим смещением. При вращении в нагретом состоянии точка O сдвигается в точку C и проходит при этом некоторый путь в параллелограмме $OBCA$ в зависимости от того, быстро или медленно нагревается коллектор при разгоне машины. Хороший коллектор должен иметь как можно меньшие термические и механические смещения, так как в противоположность сделанному предположению в коллекторе имеются пластические деформации, которые обусловливают остаточные изменения формы. Из диаграмм также отчетливо видно, что большой предварительный затяг уменьшает эти смещения, и поэтому следует стремиться к его достижению.

Б. Пример расчета арочного коллектора по рис. 9-26,*а*. Заданы следующие характеристики цилиндрического коллектора с арочным распором в исполнении с ласточкиными хвостами (длина пластин 28,6 *см*, диаметр 85 *см*, угонная скорость вращения $n = 1125$ *об/мин*):

Половина центробежной силы кольца коллекторных пластин	$Z_L = 90{,}5 \cdot 10^3$ *кГ*
Центробежная сила нажимного кольца	$Z_R = 69{,}5 \cdot 10^3$ *кГ*
Половина центробежной силы круговой арки коллекторных пластин и центробежная сила одного нажимного кольца	$Z = 160 \cdot 10^3$ *кГ* $= Z_{общ}/2$
Угол наклона опорных граней ласточкиных хвостов	$\alpha = 30°$
Коэффициент трения	$\mu = 0{,}12$
Коэффициенты влияния	$k_{Lr} = 0{,}368 \cdot 10^{-6}$ *см/кГ*
	$k_{Rr} = 0{,}034 \cdot 10^{-6}$ *см/кГ*
	$k_{La} = 0{,}023 \cdot 10^{-6}$ *см/кГ*
	$k_{Ra} = 0{,}230 \cdot 10^{-6}$ *см/кГ*

Тепловое расширение (в соответствии с температурой перегрева нажимного кольца 50° С и круговой арки коллекторных пластин 70° С)	$\delta_{Lr} = 0{,}0358$ *см*
	$\delta_{Rr} = 0{,}0191$ *см*
	$\delta_{La} = 0{,}0212$ *см*
	$\delta_{Ra} = 0{,}0097$ *см*
Коэффициент надежности	$c_g = 1{,}2$
	$c_k = 2$
Средний радиус круговой арки коллекторных пластин	$r_L = 39{,}0$ *см*
Средняя окружная скорость круговой арки коллекторных пластин	$v = r_L \frac{\pi n}{30} = 39{,}0 \frac{\pi \cdot 1125}{30} = 4600$ *см/сек*
Плотность круговой арки коллекторных пластин	$\rho_L = \frac{\gamma_L}{g} = \frac{7{,}45 \cdot 10^{-3}}{981} = 7{,}60 \cdot 10^{-6}\ \frac{кГ \cdot сек^2}{см^4}$
Аксиальная площадь поперечного сечения круговой арки коллекторных пластин	$A_L = 150$ *см²*
Средний радиус изоляционных манжет	$r_I = 37{,}1$ *см*
Ширина полосы изоляционных манжет, воспринимающей нормальное давление	$b = 3{,}6$ *см*

Необходимо вычислить следующие вспомогательные величины:

$$a = Z/Z_L = 160 \cdot 10^3/(90{,}5 \cdot 10^3) = 1{,}77;$$

$$k = k_{Rr}/(k_{Rr} + k_{Lr}) = 0{,}034/(0{,}034 + 0{,}368) = 0{,}0848;$$

$$ak = 1{,}77 \cdot 0{,}0848 = 0{,}150;$$

$$\sin\alpha = 0{,}500;\ \mu \operatorname{tg}\alpha = 0{,}12 \cdot 0{,}577 = 0{,}069;$$

$$\cos\alpha = 0{,}866;\ \operatorname{tg}\alpha + \mu = 0{,}577 + 0{,}12 = 0{,}697;$$

$$\operatorname{tg}\alpha = 0{,}577;\ \operatorname{tg}\alpha - \mu = 0{,}577 - 0{,}12 = 0{,}457;$$

$$1 + \mu \operatorname{tg}\alpha = 1 + 0{,}069 = 1{,}069;$$

$$1 - \mu \operatorname{tg}\alpha = 1 - 0{,}069 = 0{,}931;$$

$$\frac{1 + \mu \operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha - \mu} - \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{1{,}069}{0{,}457} - \frac{1}{0{,}577} = 0{,}61;$$

$$1/0{,}61 = 1{,}64 \text{ (см. рис. 10-14).}$$

Силы предварительного затяга в аксиальном направлении:

$$\left.\begin{aligned} F_a &= Z \cdot 1{,}2\ \frac{1 - 0{,}15}{1{,}77}\ 1{,}64 = Z \cdot 0{,}945 = \\ &= 160 \cdot 10^3 \cdot 0{,}945 = 151 \cdot 10^3\ кГ;\ (10\text{-}13a) \\ F_a &= Z \cdot 2 \cdot 0{,}0848 \cdot 0{,}577 = Z \cdot 0{,}098 = \\ &= 160 \cdot 10^3 \cdot 0{,}098 = 15{,}7 \cdot 10^3\ кГ.\ (10\text{-}14a) \end{aligned}\right\} \quad (10\text{-}15)$$

Условием справедливости этих формул является то, что $ak = 0{,}150 < 1$. Очевидно, что определяющим является условие предотвращения скольжения.

Сила предварительного затяга в радиальном направлении

$$F_r = F_a/\mathrm{tg}\,\alpha = 151\cdot 10^3/0{,}577 = 262\cdot 10^3\ \text{кГ}. \qquad (10\text{-}16)$$

Следовательно, направляющая сила при покое в холодном состоянии будет

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{(262\cdot 10^3)^2 + (151\cdot 10^3)^2} = 302\cdot 10^3\ \text{кГ}.$$

Термические коэффициенты:

$$\left.\begin{aligned} W_r &= 1 + \frac{0{,}0358 - 0{,}0191}{262\cdot 10^3\,(0{,}368 + 0{,}034)\cdot 10^{-6}} = 1{,}159;\\ W_a &= 1 + \frac{0{,}0212 - 0{,}0097}{151\cdot 10^3\,(0{,}023 + 0{,}230)\cdot 10^{-6}} = 1{,}301. \end{aligned}\right\} \qquad (10\text{-}12)$$

Замечаем, что $W_a > W_r$ и $W_r > 1$, поэтому условия предотвращения скольжения и «распушения» пластин при вращении в нагретом состоянии определяющего значения не имеют.

Условие предотвращения скольжения при покое в нагретом состоянии

$$\frac{\mathrm{tg}\,\alpha - \mu}{\mathrm{tg}\,\alpha\,(1 + \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha)} < \frac{W_a}{W_r} < \frac{\mathrm{tg}\,\alpha + \mu}{\mathrm{tg}\,\alpha\,(1 - \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha)} =$$

$$= \frac{0{,}457}{0{,}577\cdot 1{,}069} < \frac{1{,}301}{1{,}159} < \frac{0{,}697}{0{,}577\cdot 0{,}931} = 0{,}742 < 1{,}122 < 1{,}296.$$

Очевидно, что это условие выполнено.

Необходимая аксиальная составляющая для создания и сохранения в коллекторе предварительного затяга

$$F_{af} = 151\cdot 10^3\cdot 1{,}296 = 196\cdot 10^3\ \text{кГ}. \qquad (10\text{-}11\text{a})$$

Силы предварительного затяга при покое в нагретом состоянии:

$$F_t \begin{cases} F_{tr} = 1{,}159\cdot 262\cdot 10^3 = 304\cdot 10^3\ \text{кГ};\\ F_{ta} = 1{,}301\cdot 151\cdot 10^3 = 197\cdot 10^3\ \text{кГ}. \end{cases} \qquad (10\text{-}12)$$

Режим вращения в холодном состоянии. Силы, действующие на круговую арку коллекторных пластин:

$$R_L = Z\left(\frac{151\cdot 10^3}{160\cdot 10^3\cdot 0{,}577} - 0{,}0848\right) = Z\cdot 1{,}55 = 160\cdot 10^3\cdot 1{,}55 = 248\cdot 10^3\ \text{кГ};$$

$$F_a = 151\cdot 10^3\ \text{кГ}.$$

Силы, действующие на нажимное кольцо:

$$R_R = Z\left(\frac{151}{160\cdot 0{,}577} + 1 - 0{,}0848\right) = Z\cdot 2{,}55 = 160\cdot 10^3\cdot 2{,}55 = 408\cdot 10^3\ \text{кГ};$$

$$F_a = 151\cdot 10^3\ \text{кГ}. \qquad (10\text{-}17\text{a})$$

Направляющая сила

$$F_n \begin{cases} F_{nr} = Z\left(\dfrac{151}{160\cdot 0{,}577} + \dfrac{1}{1{,}77} - 0{,}0848\right) = Z\cdot 2{,}115 =\\ \quad = 160\cdot 10^3\cdot 2{,}115 = 338\cdot 10^3\ \text{кГ};\\ F_a = 151\cdot 10^3\ \text{кГ}. \end{cases} \qquad (10\text{-}18\text{a})$$

Режим вращения в нагретом состоянии. Силы, действующие на круговую арку коллекторных пластин:

$$R_{Lt} = Z\left(\frac{151\cdot 1,159}{160\cdot 0,577} - 0,0848\right) = Z\cdot 1,81 = 160\cdot 10^3\cdot 1,81 = 290\cdot 10^3\ \kappa\Gamma;$$

$$F_{ta} = 197\cdot 10^3\ \kappa\Gamma. \qquad (10\text{-}17б)$$

Силы, действующие на нажимное кольцо:

$$R_{Rt} = Z\left(\frac{151\cdot 1,159}{160\cdot 0,577} + 1 - 0,0848\right) = Z\cdot 2,81 = 160\cdot 10^3\cdot 2,81 = 450\cdot 10^3\ \kappa\Gamma; \qquad (10\text{-}17б)$$

$$F_{ta} = 197\cdot 10^3\ \kappa\Gamma.$$

Направляющая сила

$$F_{tn}\begin{cases} F_{tnr} = Z\left(\dfrac{151\cdot 1,159}{160\cdot 0,577} + \dfrac{1}{1,77} - 0,0848\right) = Z\cdot 2,37 = \\ \quad = 160\cdot 10^3\cdot 2,37 = 380\cdot 10^3\ \kappa\Gamma; \\ F_{ta} = 197\cdot 10^3\ \kappa\Gamma. \end{cases} \qquad (10\text{-}18б)$$

Сила нормального давления при вращении в нагретом состоянии и покое в холодном состоянии

$$N_{tn} = 380\cdot 10^3\cdot 0,866 + 197\cdot 10^3\cdot 0,500 = 428\cdot 10^3\ \kappa\Gamma \text{ (максимальное значение)}; \qquad (10\text{-}19)$$

$$N = F = 302\cdot 10^3\ \kappa\Gamma \text{ (минимальное значение)}.$$

Напряжение сжатия в изоляционных манжетах при вращении в нагретом состоянии

$$p_{tn} = \frac{N_{tn}}{2\pi r_I b} = \frac{428\cdot 10^3}{2\pi\cdot 37,1\cdot 3,6} = 510\ \kappa\Gamma/c\text{м}^2 \text{ (максимальное значение)}.$$

Сила арочного распора при покое и вращении в холодном и нагретом состояниях (для всего поперечного сечения круговой арки коллекторных пластин)

$$T = 2F_r/2\pi = F_r/\pi = 262\cdot 10^3/\pi = 83,5\cdot 10^3\ \kappa\Gamma;$$

$$T_t = F_{tr}/\pi = 304\cdot 10^3/\pi = 96,8\cdot 10^3\ \kappa\Gamma \text{ (максимальное значение} \approx 100\%);$$

$$T_n = R_L/\pi = 248\cdot 10^3/\pi = 79,0\cdot 10^3\ \kappa\Gamma \text{ (минимальное значение} \approx 82\%);$$

$$T_{tn} = R_{Lt}/\pi = 290\cdot 10^3/\pi = 92,5\cdot 10^3\ \kappa\Gamma.$$

Очевидно, что минимальная сила арочного распора имеет место при вращении в холодном состоянии, а максимальная — при покое в нагретом состоянии.

Удельное давление арочного распора при вращении в холодном состоянии и при покое в нагретом состоянии:

$$\left.\begin{aligned} p_n &= T_n/A_L = 79,0\cdot 10^3/150 = 527\ \kappa\Gamma/c\text{м}^2 \\ p_t &= T_t/A_L = 96,8\cdot 10^3/150 = 645\ \kappa\Gamma/c\text{м}^2 \end{aligned}\right\} \text{среднее значение } 586\ \kappa\Gamma/c\text{м}^2.$$

Среднее значение является определяющим для принятого в начале расчета значения модуля упругости E изоляции, зависящего от давления. При значительном расхождении принятого и полученного значений удельного давления арочного распора необходимо повторить расчет.

В. Определение деформаций и напряжений. *Деформации.* Необходимо проверить, не будут ли установленные в первой части расчета силы вызывать перегрузки элементов коллектора. При этом вовсе не обязательно, чтобы напряжения приводили к изломам; возникновения остаточных деформаций отдельных деталей уже достаточно для того, чтобы нарушить справедливость предпосылок, принятых при расчете,

а следовательно, и сам расчет. Необходимо обеспечить, чтобы вся конструкция работала в области упругих деформаций. Поэтому расчет напряжений необходим и в каждом случае должен производиться для определяющего рабочего режима. Подробное определение напряжений приведено в работах Бауда (Baud).[1] Здесь мы ограничимся тем, что приведем общие указания, позволяющие произвести элементарный расчет.

В первую очередь рассмотрим деформации вследствие разностей температур. В приведенном выше примере свободные деформации нажимного кольца и круговой арки коллекторных пластин даны в прямоугольных координатах. Их расчет производится по уравнению

$$\delta_{ik} = \alpha_i \vartheta_k l_{ik}, \quad i = L,\ R; \quad k = a,\ r \text{ (см. стр. 304)}, \tag{10-20}$$

где α_i — линейный коэффициент теплового расширения; ϑ_k — разность температур нагретой и холодной детали коллектора (монтажная температура) и l_{ik} — соответствующий средний радиальный и аксиальный размер кольца.

Расширения под действием сил в двух направлениях рассчитываются просто, так как уже известны силы в аксиальном и радиальном направлениях. Коэффициенты влияния можно понимать как деформации вследствие действия силы, равной единице (например, 1 *Т* или 1 *кГ*), и их следует определять следующим образом.

К о э ф ф и ц и е н т в л и я н и я k_{La}. Рассчитывается аксиальная деформация круговой арки коллекторных пластин (с изоляционной манжетой) под действием аксиальной силы давления $F_a = 1$ *кГ*, приложенной в точке *О*. В качестве модуля упругости следует принимать значение эквивалентного модуля упругости меди и изоляции: $E_{\text{Cu}} = 1{,}25 \cdot 10^6$ *кГ/см*²; $E_{\text{из}} = 0{,}05 \cdot 10^6$ *кГ/см*² при $p = 600$ *кГ/см*² (зависимость от давления — см. рис. 10-11).

К о э ф ф и ц и е н т в л и я н и я k_{Lr}. Рассчитывается радиальная деформация круговой арки коллекторных пластин (с изоляционной манжетой) под действием радиальной силы давления $F_r = 1$ *кГ*, приложенной в точке *О*. При этом арочный распор в круговой арке коллекторных пластин (создаваемый обоими нажимными кольцами) составляет в общем случае (см. приложение 1)

$$T = 2F_r/2\pi = F_r/\pi,$$

а радиальное укорочение (см. приложение 1)

$$u = r\frac{T}{EA_L}, \tag{10-21}$$

причем под *E* опять-таки следует понимать эквивалентный модуль упругости меди и изоляции.

---

[1] Baud R. V. Zur Berechnung der Kollektoren elektrischer Maschinen. Schweizer Archiv für angewandte Wissenschaft und Technik 6, 1940, 11, S. 313—323; 12, S, 351—356; 7, 1941, 1, S. 11—19.

Photoelastische und mechanische Modellversuche an Kollektorlamellen. Schweizer Archiv für angewandte Wissenschaft und Technik 7, 1941, 6, S. 174—182

Коэффициент влияния k_{Ra}. Рассчитывается аксиальная деформация нажимного кольца в точке O приложения растягивающей силы $F_a = 1$ *кГ*. Эта деформация складывается из деформации кольца и наибольшего удлинения стяжных болтов.

Сила предварительного затяга F_a, действующая на боковые поверхности упругого кольца, стремится дополнительно выкрутить кольцо в его плоскости и, следовательно, создает дополнительную аксиальную и радиальную деформации (рис. 10-15). Расчет деформации кольца под действием выкручивающего момента может быть произведен по формулам приложения 2.

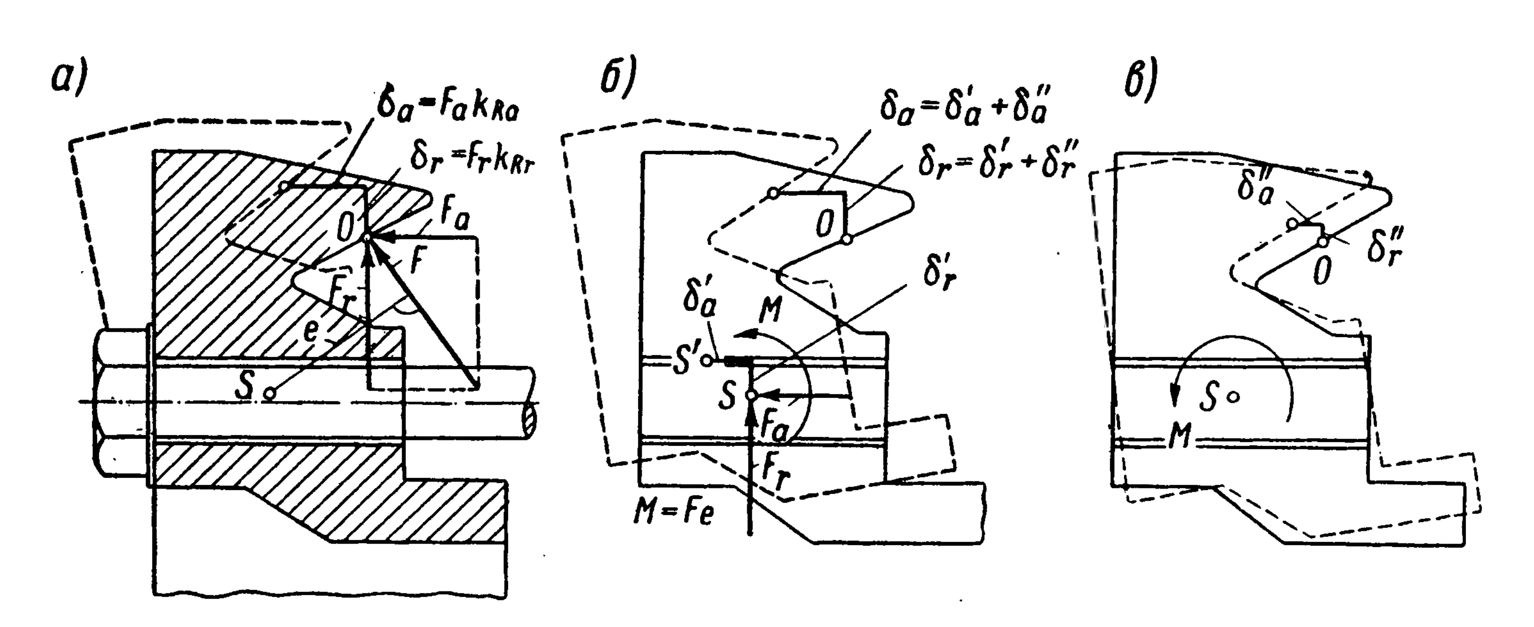


Рис. 10-15. Деформация нажимного кольца коллектора: *а* — смещение точки приложения O направляющей силы F (F_r, F_a) действующей на нажимное кольцо; *б* — приведение силы F к центру тяжести S сечения нажимного кольца; δ'_r, δ'_a — смещения вследствие приведения к S; *в* — смещение точки O под действием выкручивающего момента; δ''_r, δ''_a — смещения вследствие поворота вокруг S

В обычном случае доля аксиальной деформации нажимного кольца составляет приблизительно половину величины аксиальной деформации (удлинения) болтов. Поэтому в первом приближении кольцо можно считать жестким и вводить в расчет только полуторакратное удлинение болтов.

Коэффициент влияния k_{Rr}. Рассчитывается радиальная деформация кольца в точке O под действием одинаково направленной силы $F_r = 1$ *кГ*. Эта деформация также складывается из двух частей. Одна часть обусловливается выкручиванием фланца, а другая часть выражает радиальную деформацию кольца под действием силы F_r (рис. 10-15). Сила F_r создает растягивающее усилие в своде $T = F_r/2\pi$ и радиальную его деформацию

$$\delta'_r = r\frac{T}{EA_R}, \qquad (10\text{-}22)$$

причем A_R выражает среднюю аксиальную площадь поперечного сечения кольца. В обычном случае обе составляющие имеют приблизительно одинаковую величину. Поэтому в первом приближении можно пренебречь влиянием выкручивания δ'', рассматривая кольцо в этом

направлении жестким и увеличивая в два раза радиальную деформацию под действием силы F_r.

Определение напряжений. Болты должны воспринимать максимальную аксиальную силу предварительного затяга, и на эту силу должны быть рассчитаны их размеры. Напряжение должно быть рассчитано по поперечному сечению тела болта под резьбой, резьба болтов должна быть всегда смазанной. Коэффициент трения смазанной резьбы должен быть известен. Для того чтобы можно было точно дозировать предварительный затяг, необходимо измерять крутящий момент, с которым затягиваются болты.

Обозначим: K — сила, прилагаемая к гаечному ключу; r_k — плечо рычага, к которому прилагается сила K; r_m — средний радиус резьбы; α — угол подъема резьбы; ρ — угол трения; S — тяговое усилие одного болта. При этом сила на гаечном ключе, необходимая для достижения тягового усилия S в болте,

$$K = S\frac{r_m}{r_k}\operatorname{tg}(\alpha+\rho).$$

Нажимные кольца испытывают нагрузку под действием выкручивающего момента и под действием упругой реакции круговой арки коллектора. Обе нагрузки создают тангенциальные растягивающие напряжения в кольцах. При определении упругой реакции круговой арки следует учитывать, что обычно определяющим является режим вращения в нагретом состоянии. Радиальная деформация при вращении в нагретом состоянии составляет R_{Rt} [см. уравнение (10-17б)]. При этом растягивающая упругая реакция круговой арки и тангенциальное растягивающее напряжение в кольце с аксиальной площадью поперечного сечения A_R будут составлять $T = R_{Rt}/2\pi$ и $\sigma = T/A_R$.

Влияние выкручивания на растягивающее напряжение в кольце может быть значительным (см. приложение 2).

Для нагрузки круговой арки коллекторных пластин определяющее значение, как правило, имеет режим покоя в нагретом состоянии. В аксиальном направлении составляющая предварительного затяга F_{ta} создает сжимающее напряжение. В радиальном направлении сила $2F_{tr}$ (две конусные поверхности) вызывает давление арочного распора, которое должно восприниматься изоляционными пластинами и определяет принятое в начале расчета значение модуля упругости изоляции, зависящее от давления. Кроме того, необходимо определить напряжение изгиба в ласточкиных хвостах пластин. Конус ласточкиных хвостов пластин может рассматриваться как заделанная с одной стороны круглоцилиндрическая оболочка (см. приложение 5) или как совокупность балочек, заделанных на одном конце.

Несомненно, точное определение нагрузки элементов, составляющих коллектор, является задачей высшей теории упругости. Однако до тех пор, пока действующие силы не могут быть определены с необходимой точностью (при этом, наряду с прочим, следует учесть также и «старение» материалов), для оценки напряжений могут быть вполне достаточны приближенные методы. Это будет тем более верным, чем

шире здесь участвуют интуиция и опыт конструктора, которые обычно называют искусством конструктора.

Г. Коллекторы на ласточкиных хвостах с ограниченным арочным распором. *1. Конструкция с пластинами, прилегающими внутренними поверхностями* (см. рис. 9-26, *в*). Цилиндрическая коллекторная втулка имеет вместе с изоляцией избыточный размер по сравнению с расточкой круговой арки коллекторных пластин в холодном состоянии. Благодаря этому в холодном состоянии обеспечивается тангенциальный «зазор» между пластинами. Этот зазор рассчитывается на восприятие возникающих при работе коллектора тангенциальных тепловых расширений пластин. Следовательно, пластины заделаны практически только радиально между нажимными кольцами и втулкой, изоляция которой должна быть поэтому по возможности однородной. Так как тангенциальные тепловые напряжения в значительной мере исключены, то конструкция является легкой и дешевой. Она имеет хорошую теплопередачу на втулку и пригодна для впаивания обмотки в оловянной ванне. Эта конструкция особенно пригодна для длинных коллекторов на ласточкиных хвостах. При умеренных скоростях (v_{max} = 35 *м/сек*) скольжение пластин по кольцу может еще в большинстве случаев предотвращаться с помощью коротких болтов вместо длинных упругих болтов.

Различие в расчете вытекает из того, что в круговой арке коллекторных пластин не возникает существенного арочного распора. Так как в круговой арке коллекторных пластин не передаются значительные тангенциальные силы также и в нагретом состоянии, нагрузка коллекторных пластин действует в одной плоскости. Каждая пластина постоянно испытывает нагрузку, которая при нагреве возрастает.

2. Конструкция с пластинами, прилегающими конусными поверхностями (рис. 9-26, *б*). Для набора круговой арки коллекторных пластин применяются промежуточные изоляционные прокладки без предварительного сжатия и технологическое сборочное кольцо затягивается настолько сильно, насколько это необходимо для расточки отверстия и конусных выточек по концам пластин. После закрепления пластин между нажимными кольцами весь коллектор нагревается до 150° С, в результате чего возникает значительный арочный распор, который уменьшает толщину промежуточных изоляционных прокладок на величину, достаточную для компенсации тангенциального теплового расширения коллекторных пластин при работе машины. Поэтому в диапазоне рабочих температур этот коллектор практически свободен от арочного распора, и с учетом этого впаивание обмотки может производиться в ванне. Так как коллекторные пластины, как показано на рис. 9-26, *в*, заделаны только радиально, здесь также необходимы по возможности однородные изоляционные манжеты. Ввиду изгибающих нагрузок на ласточкины хвосты коллекторных пластин экономия материала по сравнению с коллекторами с арочным распором (см. рис. 9-26, *а*) здесь незначительна. Эта конструкция, так же как и конструкция с арочным распором, пригодна только для пластин ограниченной длины. Нагрузка коллекторных пластин аналогична нагрузке при исполнении по рис. 9-26, *в* и действует в одной плоско-

сти, так как практически на круговую арку коллекторных пластин никакие тангенциальные силы не передаются. В противоположность этому нажимные кольца в состоянии покоя испытывают только аксиальную нагрузку, а радиальная нагрузка отсутствует, так как арочного распора здесь нет. Вместе взятые направляющие силы на обеих боковых поверхностях нажимного кольца по условию равновесия не имеют радиальной составляющей.

Д. Турбоколлекторы. Турбоколлектор по рис. 9-28 и 9-29 может рассматриваться аналогично арочному коллектору (см. рис. 9-26, *а*), причем необходима только диаграмма предварительного радиального затяга. Горячая посадка стальных колец на круговую арку коллекторных пластин должна производиться так, чтобы в круговой арке коллекторных пластин по всей ее аксиальной длине имело место по возможности одинаковое тангенциальное сжимающее напряжение.

В конструкциях, где круговая арка коллекторных пластин и находящиеся на ней бандажные кольца располагаются частично свободно, а на одной стороне они для центровки опираются на изолированный вал (см. рис. 9-28), предварительный радиальный затяг будет различным.

Предварительное определение необходимой величины натяга для каждого бандажного кольца требует знания местных коэффициентов влияния круговой арки коллекторных пластин. Если модуль упругости изоляционного материала (зависящий от давления) известен, то коэффициент влияния может быть рассчитан по теории круглого кольцевого диска (см. табл. 10-5) и с помощью диаграммы деформаций можно определить необходимую величину натяга в рассматриваемом месте. В любом рабочем режиме должно быть надежно предотвращено «распушение» пластин в пролетах между кольцами. Бандажные кольца могут быть снабжены в окружном направлении резьбой или клиновидными канавками для того, чтобы при необходимости в них можно было закреплять балансировочные грузы.

10-3. Расчет прочности роторов синхронных машин с явновыраженными полюсами

А. Полюсы и обмотки. Нагрузка на полюсы как таковые вызывается исключительно собственной центробежной силой и является, как правило, небольшой. В противоположность этому концы полюсных башмаков или выступы полюсов (рис. 10-16), которые несут на себе, кроме того, также еще и обмотку, подвергаются более значительной нагрузке. Расчет может производиться как для заделанной с одной стороны консольной балки с «опасным» сечением *s—s* аналогично расчету крепежных когтей (см. стр. 323 и далее).

Обмотка подвергается под влиянием боковой составляющей F_n собственной центробежной силы F (рис. 10-16) действию изгибающей нагрузки относительно «слабой» оси *а—а* в соответствии с рис. 10-17. При этом распорки *II* полюсной обмотки существенно разгружают обмотку *I*. Эту систему можно рассматривать как балку, нагруженную в пролетах, с несколькими опорами и одной «заделкой» на конце,

которая не может передавать поперечную силу (рис. 10-17, *б*). Такая балка имеет несколько статически неопределимых неизвестных.

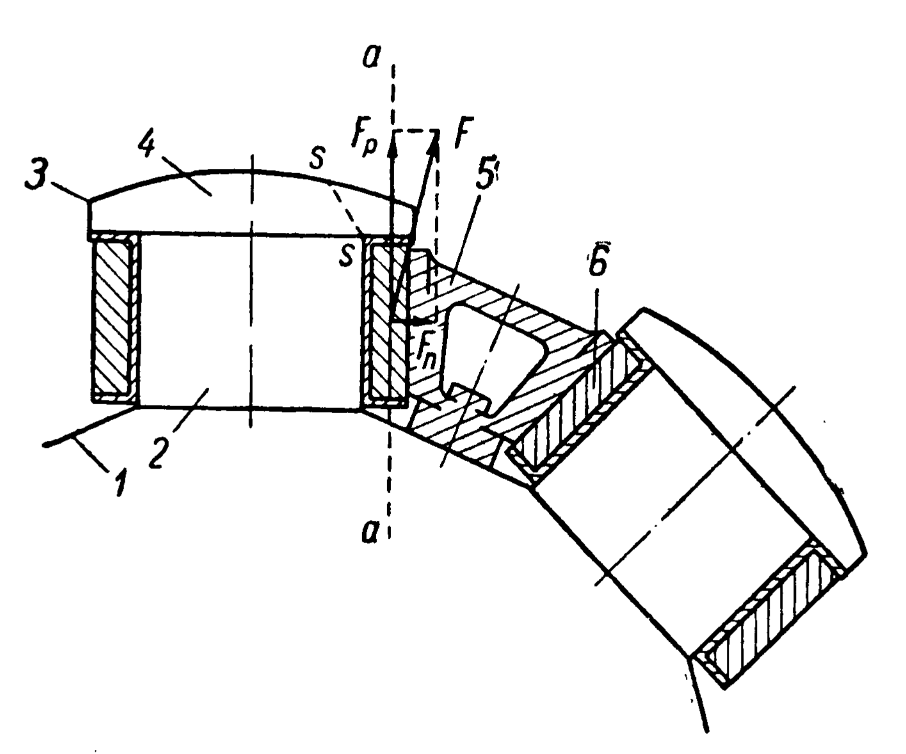


Рис. 10-16. Влияние центробежной силы на полюсную обмотку с параллельными боковыми поверхностями

1 — обод; *2* — полюс; *3* — край полюсного башмака; *4* — полюсный башмак; *5* — распорка обмотки; *6* — обмотка

Расчет изгибающих моментов (рис. 10-17, *в*) может производиться с помощью уравнения трех моментов (см. стр. 395), причем целесообразно использовать свойства симметричности для того, чтобы уменьшить число статически неопределимых моментов на опорах. Краевое условие на конце требует поправки уравнения трех моментов, так как последнее справедливо только для свободно опертых концов. Статически неопределимые моменты на опорах для концевого пролета и нормальных пролетов могут быть найдены из следующих уравнений:

Концевой пролет

$$M_1 = 2K_{12}/l_{12} + M_2;$$
$$2M_2(3l_{12} + l_{23}) + M_3 l_{23} + $$
$$+ 8K_{12} + K_{23} = 0;$$

Нормальный пролет

$$M_1 l_{12} + 2M_2(l_{12} + l_{23}) + M_3 l_{23} +$$
$$+ K_{12} + K_{23} = 0;$$
$$K_{ik} = q l_{ik}^3/4.$$

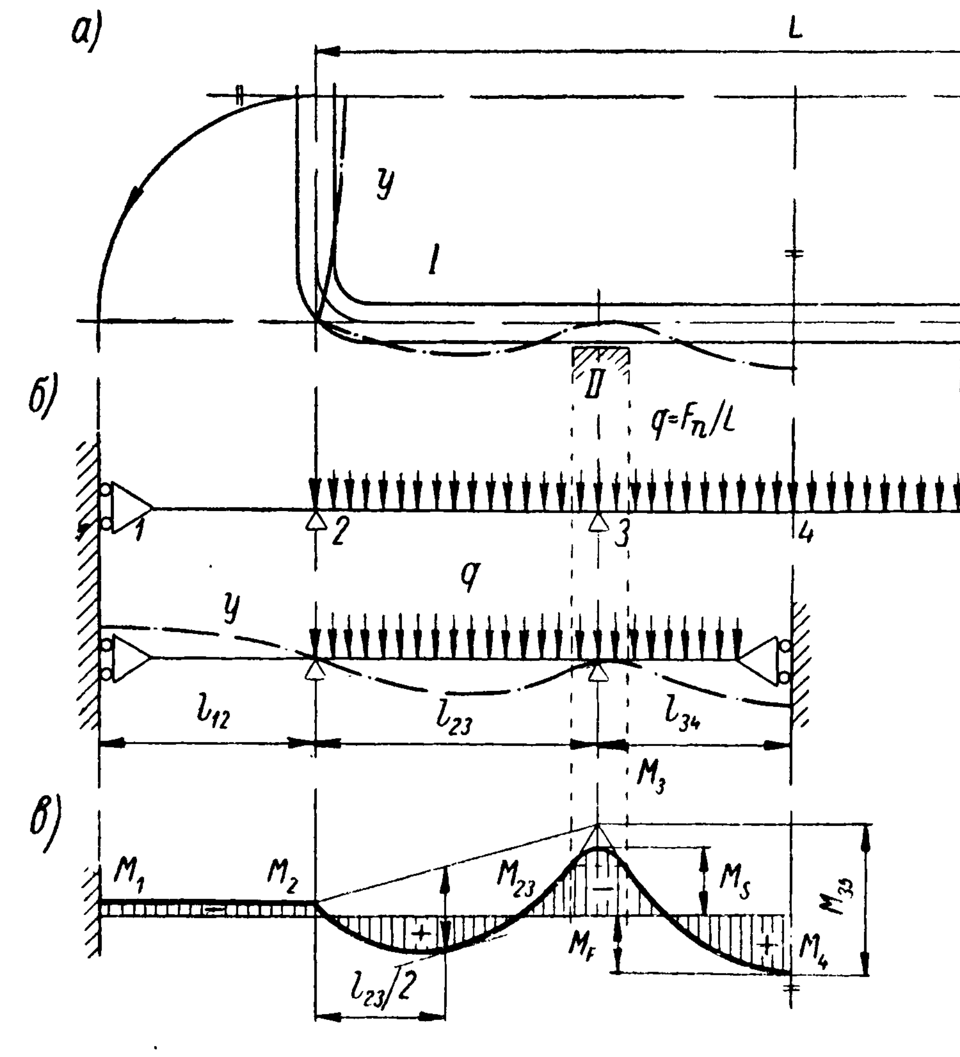


Рис. 10-17. Изгибающая нагрузка, воспринимаемая обмоткой под действием боковой составляющей центробежной силы: *а* — обмотка (*I*) и распорки полюсной обмотки (*II*); *б* — система (*y* — упругая линия изгиба); *в* — эпюра изгибающих моментов, M_F — момент в пролете, M_S — момент на опоре

Расстояния между опорами целесообразно выбирать с целью наилучшего использования материала таким образом, чтобы моменты на опорах и моменты в пролетах были приблизительно одинаковыми. При описанном способе расчета пренебрегают составляющей трения, которая вызывается нагрузкой F_p (рис. 10-16) и противодействует боковой составляющей F_n.

Пример. Задано: система по рис. 10-17, *в* с соотношением основных размеров $l_{12} = 2l$; $l_{23} = 3l$; $l_{34} = 2l$.

Искомое: эпюра изгибающих моментов обмотки:

а) статически определимые моменты в пролетах

$$M_{23} = ql_{23}^2/8 = +1{,}125ql^2;\quad M_{35} = ql_{35}^2/8 = +2{,}0ql^2;$$

б) статически неопределимые моменты на опорах.

Нагрузки:

$$K_{12} = 0;\quad K_{23} = ql_{23}^3/4 = 27/4\ ql^3;\quad K_{34} = ql_{34}^3/4 = 2ql^3.$$

Уравнение моментов для концевого пролета, левого или правого (средний пролет отпадает):

$$\begin{cases} 2M_2(3l_{12} + l_{23}) + M_3l_{23} + 8K_{12} + K_{23} = 0; & M_1 = M_2; \\ 2M_3(3l_{34} + l_{23}) + M_2l_{23} + 8K_{34} + K_{32} = 0; & M_4 = 2K_{34}/l_{34} + M_3; \end{cases}$$

$$\begin{cases} 72M_2 + 12M_3 = -27ql^2; & M_1 = M_2; \\ 12M_2 + 72M_3 = -91ql^2; & M_4 = 2ql^2 + M_3. \end{cases}$$

Решение этих двух уравнений с двумя неизвестными M_2, M_3 дает: $M_2 = M_1 = -0{,}169\ ql^2$; $M_3 = -1{,}235\ ql^2$; $M_4 = +0{,}765\ ql^2$ (см. рис. 10-17, *в*).

Б. Крепление полюсов. *1. Болты.* При болтовых соединениях необходимо строго следить за тем, чтобы болты подвергались только растягивающим, но не изгибающим нагрузкам. Это требование в особой мере справедливо для креплений посредством только одного болта или одного ряда болтов в окружном направлении (см. рис. 9-1, *а*, *в*, *г*).

Для расчета напряжений определяющим является несущее поперечное сечение тела болта. Для того чтобы по возможности предотвратить смещение полюса во время работы, болты предварительно затягиваются. При этом нагрузка при номинальной скорости вращения не обязательно должна быть больше, чем при отсутствии предварительного затяга, в противоположность все еще бытующему мнению о том, что к нагрузке, вызываемой центробежной силой, прибавляется нагрузка предварительного затяга. Эти условия схематично представлены на рис. 10-18. Болт S и полюс P предполагаются при этом упругими пружинами. В результате предварительного затяга болт удлиняется в соответствии с его упругостью на величину $\overline{AB}$, а полюс укорачивается на величину $\overline{CB}$.[1] При этом уже в состоянии покоя болт подвергается действию растягивающей, а полюс — сжимающей нагрузки. Силы в пределах упругости всегда пропорциональны дефор-

[1] Сжатие полюса $\overline{CB}$ будет, как правило, в сравнении с растяжением болта $\overline{AB}$ пренебрежимо мало. С учетом других соединений с натягом здесь необходимо пояснить общий принцип. Предельный случай $\overline{CB} \to 0$ (податливый болт) входит в приведенное здесь рассмотрение как специальный случай.

мациям. С повышением скорости вращения общий радиальный сдвиг полюса и болта вследствие действия центробежной силы увеличивается все сильнее, в то время как взаимное сжатие между полюсом и болтом уменьшается. Изменение происходит по кривой BK. В точке

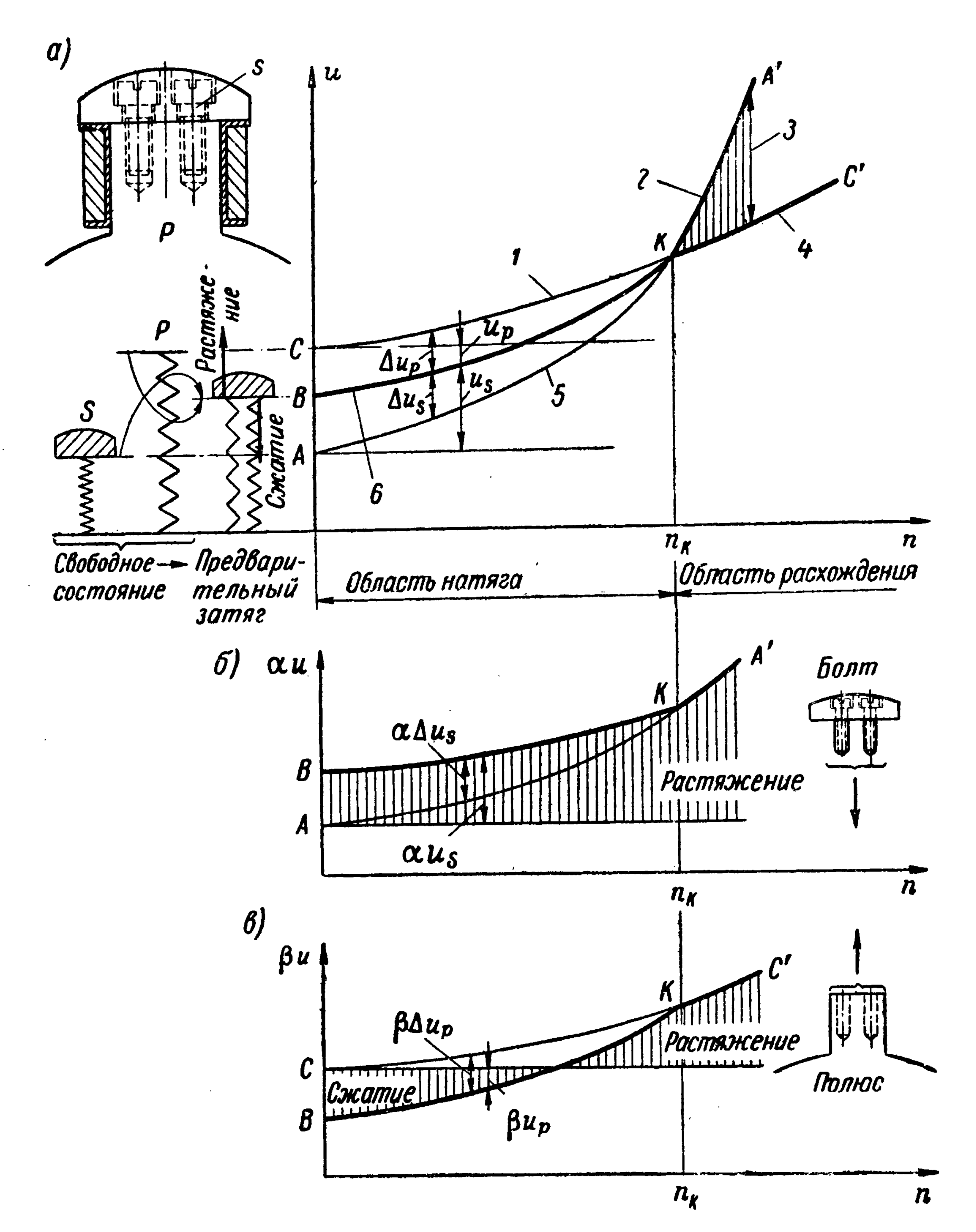


Рис. 10-18. Диаграмма процессов предварительного затяга во вращающихся машинах на примере болтового соединения полюса с полюсным башмаком; *а* — радиальное удлинение u в функции скорости вращения n; сила затяга пропорциональна Δu_P или Δu_S; *б*— растяжение болта (сила αu) в функции скорости вращения n; *в* — действующая на полюс сила βu (растяжение или сжатие) в функции скорости вращения n

1 — свободное удлинение полюса; *2* — удлинение болта; *3* — зазор между S и P; *4* — удлинение полюса; *5* — свободное удлинение болта; *6* — удлинение P и S при предварительном затяге; α — постоянная жесткости болта; β — постоянная жесткости полюса

K какое-либо взаимное влияние уже отсутствует. Если скорость вращения повышается еще больше, то болт и полюс разделяются. Между ними образуется воздушный зазор, и в этом случае говорят о раскрытии соединения. Соответствующую точке K скорость вращения n называют разъединительной скоростью вращения.

Нагрузку болта и полюса в функции скорости вращения вплоть до раскрытия стыка между ними можно проследить по кривой *BK* на рис. 10-18, *б* и *в*. Видно, что в болте действует увеличенная в соответствии с $\Delta u_S\ (n)$ растягивающая сила сравнительно с растягивающей силой при отсутствии предварительного затяга. Так как $\Delta u_S\ (n)$ с повышением скорости вращения уменьшается и при n_K исчезает, то при раскрытии стыка никакой разницы в растяжении болта уже не удается установить. Полная нагрузка на болт пропорциональна полному радиальному удлинению u_S и изображена на рис. 10-18, *б*.

В полюсе прилагается соответствующая $\Delta u_P\ (n)$ сжимающая сила вследствие деформации, которая медленно вплоть до разъединительной скорости вращения уменьшается до нуля. Полная нагрузка на полюс пропорциональна полной радиальной деформации u_P и изображена на рис. 10-18, *в*. Взаимное сжатие под действием силы затяга пропорционально Δu_P или Δu_S. Из описанного можно заключить, что предварительный затяг болтов в разумных пределах может полностью предотвратить или по крайней мере, несомненно, уменьшить раскрытие стыка, возникающее вследствие неодинакового удлинения при действии центробежной силы. При этом следует особо подчеркнуть, что это будет происходить без увеличения максимальной нагрузки на болты. В этом заключается большое преимущество применения предварительного затяга крепления вращающихся объектов. Эти условия справедливы, впрочем, в самом общем виде для всех процессов деформаций деталей вращающихся машин, где действуют центробежные силы, как, например, составных полюсных венцов и маховых колес, бандажей турбогенераторов, а также бандажей и коллекторов машин постоянного тока.

2. Когти и клинья. Простым, целесообразным и широко распространенным видом крепления[1], которое требует, однако, точнейшей обработки, является крепление в виде ласточкиного хвоста или головки молотка (см. рис. 9-5 и 10-19). В последнее время отдают предпочтение креплению в форме головки молотка ввиду его малых сдвигов в направлении действия сил. Расчет нагрузки крепежных когтей может производиться элементарно, в предположении жесткого тела, когда все силы слева от интересующего нас сечения приводятся к центру тяжести этого поперечного сечения, или исходя из классической теории изгиба балок (гипотеза плоских поперечных сечений). При таких весьма далеко идущих предпосылках в случае применения метода сечений, конечно, нельзя ожидать большой точности результатов. Этим путем могут быть получены только ориентировочные и сравнительные значения. Более точные результаты можно получить посредством уточненных расчетов или путем опытов.

Определяющее эквивалентное напряжение в креплениях в виде ласточкиного хвоста или головки молотка. Действующая на хвост нагрузка *Z* (рис. 10-19) складывается у вращающихся машин из собственной цен-

[1] Другие виды креплений см. на рис. 9-5.

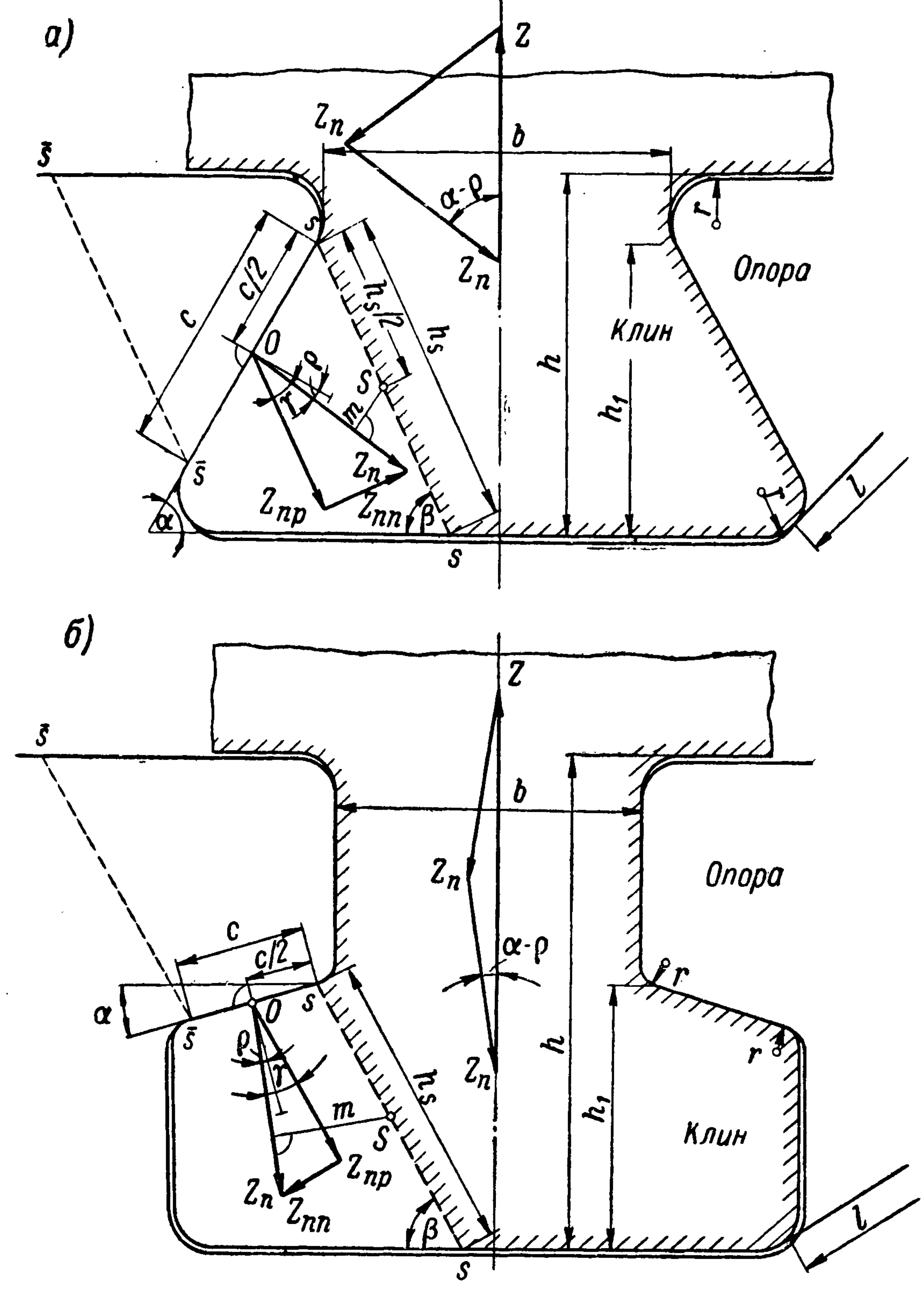


Рис. 10-19. Определяющие величины для расчета креплений: *а* — в виде ласточкиного хвоста; *б* — в виде головки молотка

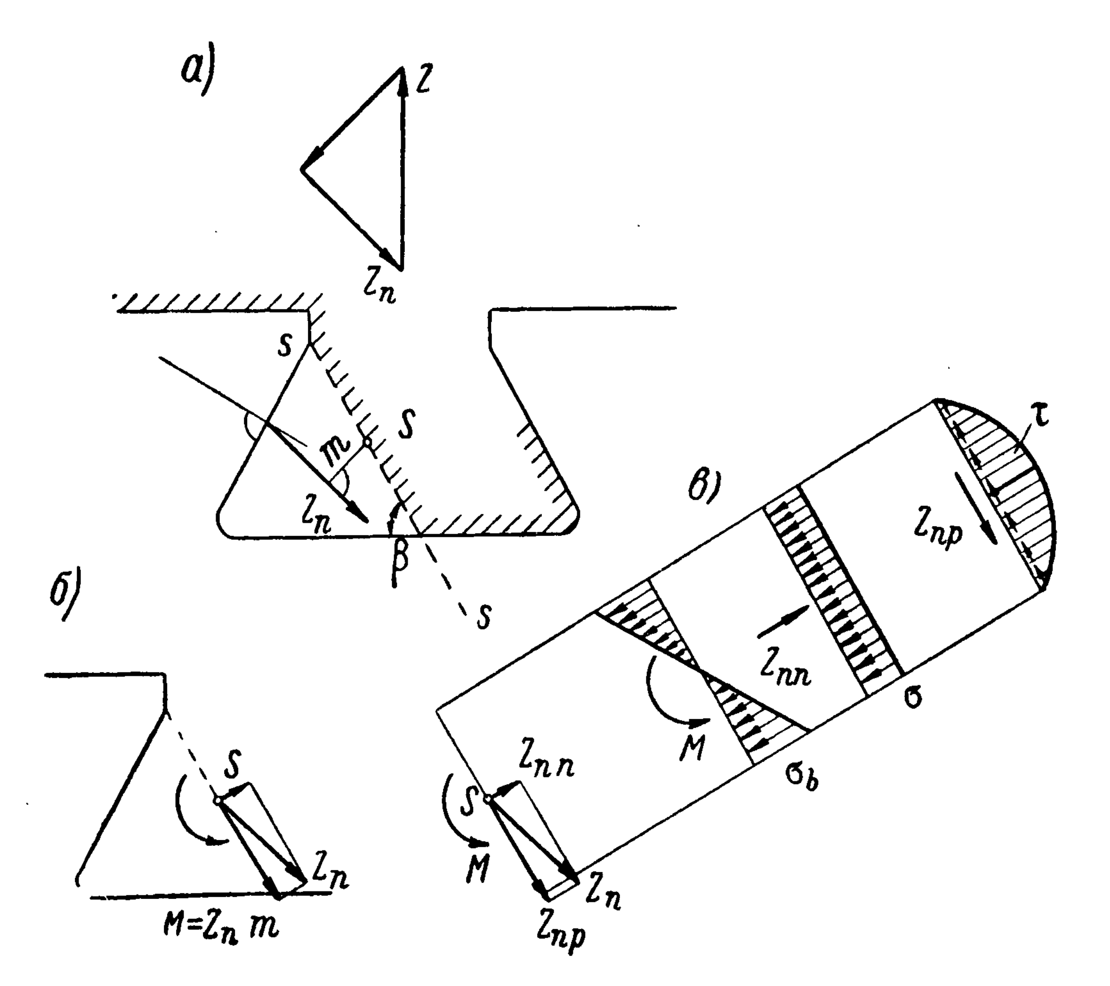


Рис. 10-20. Метод сечения для расчета ласточкиного хвоста

тробежной силы хвоста и добавочной нагрузки, например центробежной силы полюса. При обычных формах исполнения ширина шейки b больше определяющей высоты h_1 когтя[1] или равна ей, а длина несущей боковой поверхности больше или равна 0,4 h_1. При этом определяющее эквивалентное напряжение σ_v возникает в сечении $s - s$, которое проходит от места наибольшего сужения и образует с основанием когтя угол β. Для расчета σ_v необходимо разложить нагрузку Z на две равновеликие реакции Z_n. Сила Z_n является единственной силой слева от сечения $s - s$ (рис. 10-19 и 10-20, *а*). При приведении этой силы к центру тяжести S сечения дополнительно возникает изгибающий момент $M = Z_n m$ (рис. 10-20, *б*). Силу Z_n можно разложить на составляющие Z_{nn} и Z_{np}. Момент M и сила Z_{nn} создают нормальные напряжения, а сила Z_{np} — напряжение сдвига. Их изменение в сечении представлено на рис. 10-20, *в*. Из составляющих напряжений можно вывести эквивалентное напряжение. Определение трех величин M, Z_{nn} и Z_{np} может произво-

[1] Для $b < 2h_1$ — см. п. «Широкие когти и клинья».

диться графическим путем, причем угол наклона β сечения $s - s$ варьируют для того, чтобы найти определяющее сечение с наибольшим эквивалентным напряжением. Для облегчения сравнения ниже приведены также формулы аналитического метода расчета. Их вывод является элементарным.

Заданы: Z — нагрузка когтя; Z_S — нагрузка, равная пределу текучести; Z_B — нагрузка при разрушении; β — угол сечения; α — угол клина (скос); ρ — угол трения (коэффициент трения $\mu = \operatorname{tg} \rho$); h_1 — активная высота когтя; h — высота когтя (находится в непосредственном геометрическом соотношении с h_1); r — радиус скругления; l — длина когтя; l_s — длина сечения s—s; b — полуширина когтя ($h_1 \leqslant b < 2h_1$); c — длина несущей боковой поверхности ($c \leqslant 0{,}4\ h_1$)[1]; σ_S — предел текучести; σ_B — предел прочности при растяжении; δ_5 — относительное удлинение образца с отношением диаметра к длине 1 : 5.

Искомые: σ_b — краевое изгибное напряжение; σ — нормальное напряжение; τ — напряжение сдвига в центре сечения; σ_v — максимальное эквивалентное напряжение в поперечном сечении (при этом достаточно исследовать крайнее и среднее волокно, т. е. рассчитать σ_{vR} и σ_{vM}).

Исходя из условий равновесия и геометрических соотношений, получаем:

$$Z_n = Z \frac{1}{2 \cos (\alpha - \rho)}; \qquad (10\text{-}23а)$$

$$Z_{nn} = Z_n \sin \gamma = -Z_n \cos (\alpha + \beta - \rho); \qquad (10\text{-}23б)$$

$$Z_{np} = Z_n \cos \gamma = Z_n \sin (\alpha + \beta - \rho); \qquad (10\text{-}23в)$$

$$\gamma = \alpha + \beta - \rho - \pi/2; \qquad (11\text{-}23г)$$

$$h_s = h_1 / \sin \beta, \qquad (10\text{-}23д)$$

по формулам статического расчета балок:

$$A = lh_s; \quad M = Z_n m; \quad W = lh_s^2/6; \qquad (10\text{-}24)$$

$$\sigma = Z_{nn}/A; \quad \tau = 3Z_{np}/(2A); \quad \sigma_b = M/W; \qquad (10\text{-}25)$$

$$m = \frac{c}{2} \cos \rho - \frac{h_1 \sin \gamma}{2 \sin \beta} = \frac{c}{2} \cos \rho + \frac{h_1 \cos (\alpha + \beta - \rho)}{2 \sin \beta} \qquad (10\text{-}26)$$

Для симметричного когтя в виде ласточкиного хвоста или головки молотка (сечение s—s соответствует $\bar{s}$—$\bar{s}$) в общем случае справедливо

$$h/h_1 = 2 - c/h_1 \sin \alpha. \qquad (10\text{-}27)$$

[1] Отношение c/h_1 должно выбираться для нормальных когтей в виде головки молотка равным не меньше 0,4, так как в противном случае местное напряжение смятия на боковой поверхности будет слишком большим.

Для ласточкиного хвоста с $r = h/8$, если подставить

$$c = \frac{h}{\sin\alpha}\left[1 - \frac{1}{4}(1+\cos\alpha)\right] \qquad (10\text{-}28)$$

в уравнение (10-27), получим

$$h_1 = h\left[1 - \frac{1}{8}(1+\cos\alpha)\right], \qquad (10\text{-}29)$$

и, следовательно,

$$\frac{c}{h_1} = \frac{1 - \frac{1}{4}(1+\cos\alpha)}{\sin\alpha\left[1 - \frac{1}{8}(1+\cos\alpha)\right]}. \qquad (10\text{-}30)$$

Эквивалентные напряжения получаются по GE-гипотезе:

$$\sigma_{vR} = |\sigma| + |\sigma_b|$$

для определяющего крайнего волокна по уравнению (10-6а);

$$\sigma_{vM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \qquad (10\text{-}31)$$

для среднего волокна.

Для напряжений можно привести соответствующие формулы при заданных формах и сечениях. На этой основе, например, для 60-градусного ласточкиного хвоста и 15-градусной головки молотка получаются данные, приведенные в табл. 10-1.

Таблица 10-1. **Сравнение значений напряжения для 60-градусного ласточкиного хвоста и 15-градусной головки молотка**

Величины		Симметричные когти		
		Ласточкин хвост	Головка молотка	
Задано	α	60°	15°	
Выбрано	β	65°	50°	90°
Принято	ρ	6°	6°	
	r/h	0,125	—	
	c/h_1	—	0,5	
Рассчитано по приведенным формулам метода сечений	h_1/h	0,813	0,535	
	c/h_1	0,888	—	
$\sigma = k_{1n} Z/lh_1$	k_{1n}	0,37	0,20	0,08
$\tau = k_{1s} Z/lh_1$	k_{1s}	1,01	(0,51)[1]	0,75
$\sigma_b = k_{1b} Z/lh_1$	k_{1b}	0,74	1,04	(0,52)
$\sigma_{vR} = k_{1R} Z/lh_1 =$	k_{1R}	1,11	1,24	(0,60)
$= k_R Z/lh$	k_R	1,37	2,33	(1,11)
$\sigma_{vM} = k_{1M} Z/lh_1 =$	k_{1M}	1,79	(0,90)	1,30
$= k_M Z/lh$	k_M	2,20	(1,68)	2,43

[1] Значения в круглых скобках не являются определяющими и приведены только для сравнения.

Плоскости сечения β выбраны таким образом, чтобы эквивалентные напряжения достигали максимальных значений и были определяющими. Определяющее положение может быть найдено либо способом проб, при котором берется несколько сечений и для них рассчитываются напряжения, либо аналитическим путем по приведенным выше формулам посредством расчета экстремальных значений. Для ласточкиного хвоста ввиду относительно малого краевого изгибного напряжения имеет значение только эквивалентное напряжение σ_{vM} в середине сечения, в то время как для головки молотка эквивалентные напряжения σ_{vR} (по краю) и σ_{vM} (в середине) имеют приблизительно одинаковые величины. Максимумы σ_{vR} и σ_{vM} приходятся для ласточкиного хвоста на одну и ту же плоскость ($\beta = 65°$), а для головки молотка — на две различные плоскости ($\beta = 50°$ и $\beta = 90°$). При выбранных здесь условиях у головки молотка определяющим будет среднее волокно, т. е. комбинация нормального напряжения и напряжения сдвига, как у ласточкиного хвоста. То, что эти условия, несмотря на элементарный метод расчета, соответствуют действительности, было многократно подтверждено опытом.

Определяющие эквивалентные напряжения для сечения s—s в клине могут быть выражены формулами:

$$\sigma_v = k_1 \frac{Z}{lh_1} \quad (10\text{-}32) \quad \text{и} \quad \sigma_v = k \frac{Z}{lh}, \quad (10\text{-}33)$$

причем k_1 и k имеют значения безразмерных коэффициентов формы. Кроме зависимости от угла трения ρ, величина k_1 зависит от угла клина α, в то время как k дополнительно зависит также еще и от отношения h_1/h. Второй коэффициент целесообразно применять для различных клиньев с одинаковой высотой h. Для обычно применяемых форм когтей с шириной шейки, соответствующей условию $h_1 \leqslant b < 2h_1$, эквивалентное напряжение не зависит от ширины шейки. Лишь для очень тонких шеек напряжение растяжения в шейке клина, равное

$$\sigma = Z/lb, \quad (10\text{-}34)$$

превышает эквивалентное напряжение σ_v в сечении s—s. Для того чтобы по возможности снизить до приемлемой величины влияние надреза на кромке шейки, необходимо предусматривать достаточно большие радиусы скругления.

От расчета давления на боковые поверхности можно обычно отказаться также и для головки молотка, если выбирать $c \geqslant 0{,}4\,h_1$. Если это условие не выполняется, то напряжение сжатия боковых поверхностей следует рассчитывать по уравнению

$$\sigma = \frac{Z_n \cos\rho}{lc} = \frac{Z}{lc} \cdot \frac{\cos\rho}{2\cos(\alpha - \rho)}. \quad (10\text{-}35)$$

Сравнение определяющих эквивалентных напряжений показывает, что 60-градусный ласточкин хвост в чисто упругом диапазоне несколько прочнее 15-градусной головки молотка одинаковой высоты. Однако сравнение с 70-градусным ласточкиным хвостом (при условии такого же отношения h_1/h) показало бы обратный результат. Учиты-

вая принятые предпосылки, можно считать, что эти различия не имеют значения для расчета. Поэтому в рамках этой элементарной теории вряд ли удастся установить какое-либо различие в прочности ласточкиных хвостов и головок молотка в пределах упругого диапазона. Разумеется, что с помощью более точных методов, например с применением теории упругости, исследований по методу фотоупругости и т. д., можно получить более достоверное представление о действительном распределении напряжений в когтях.[1] Следует упомянуть также и то, что величину эффективного угла трения, т. е. характер взаимодействия сил между клином и его опорой, вряд ли удастся установить теоретическим путем, так что эксперименты в этом направлении имеют важное значение.[2]

Опыты с когтями. Нагрузка Z была повышена до Z_B, т. е. до «разрушения» или отказа конструкции, характеризуемого тем, что коготь выскочил из опоры. Одновременно измерялись деформации. Установленная таким путем диаграмма зависимости между силами и деформациями совершенно неожиданно показала, в особенности для ласточкиного хвоста, ясно выраженный предел текучести в полной аналогии с диаграммой растяжения основного материала. Поэтому расчетное эквивалентное напряжение можно непосредственно сравнивать с пределом текучести σ_S основного материала. Некоторые результаты приведены в табл. 10-2. При первой серии испытаний ласточкиного хвоста опора и клин были из одинакового материала. Отказ произошел в результате выскальзывания клина из опоры без разрушения. При второй серии испытаний ласточкиного хвоста и головки молотка материал опоры был немного лучше материала клина. Отказ следует отнести в основном за счет клина.

Теоретические и измеренные значения, отнесенные к одинаковой высоте когтя, совпадают между $\alpha = 30°$ и $\alpha = 45°$. При больших значениях α, следовательно, для ласточкиных хвостов метод сечений дает слишком большие величины, при этом мы находимся на «надежной стороне» по запасу прочности. При малых значениях α, т. е. для плоских головок молотков, теория дает слишком малые величины, в этом случае мы находимся на «ненадежной стороне». Для данного опыта разница составляет около 13%. Следует, однако, учесть, что запас прочности вплоть до разрушения конструкции по крайней мере равен запасу прочности основного материала (при данном опыте $\sigma_S = 55 \div 66\% \ \sigma_B$, запас прочности 33%), так что если исходить из теоретических значений, то можно еще не опасаться аварии.

---

[1] Coker E. G. Photo-elasticity. Journal of the Franklin Institute 199, 1925, 3, p. 289—331.

Schmalz H. Spannungsermittlung in Rotoren mit ausgeprägten Polen. Elektrotechnik und Maschinenbau, 45, 1927, 16, S. 313—317.

[2] Zschokke H. Das Verhalten einer Polbefestigung bei Überbeanspruchungen. Brown Boveri Mitteilungen, 32, 1945, 6, S. 195—206.

Haimann G. Bestimmung der Reibungskräfte bei Keilflächen durch ausgeführte Versuche. ETZ 45, 1924, 36, S. 955—956.

Jäger E. Eine neue Rundlochklauen-Polbefestigung für schnellaufende Synchrongeneratoren mit ausgeprägten Polen. Bulletin Oerlikon, 1934, S. 161—162.

Относительно деформации следует сказать, что ласточкины хвосты при одинаковой нагрузке удлиняются вдвое больше, чем головки молотка с такой же высотой (сравнение значения Z/l при одинаковом удлинении дано в табл. 10-2). Это является преимуществом с точки зрения хорошей подгонки к опоре, но во всех остальных отношениях может быть только недостатком.

Широкие когти или клинья. У очень широких когтей с $b > 2h_1$, которые выполняются часто в виде клиньев (см. рис. 6-19, 7-30, *г*, *д*, *е*, *ж*), опасное сечение (s—s на рис. 10-19) начинается уже не из наиболее узкого места, а совпадает с осью симметрии x—x (рис. 10-21), причем превалирует изгибное напряжение σ_b, и оно становится определяющим в качестве эквивалентного напряжения.

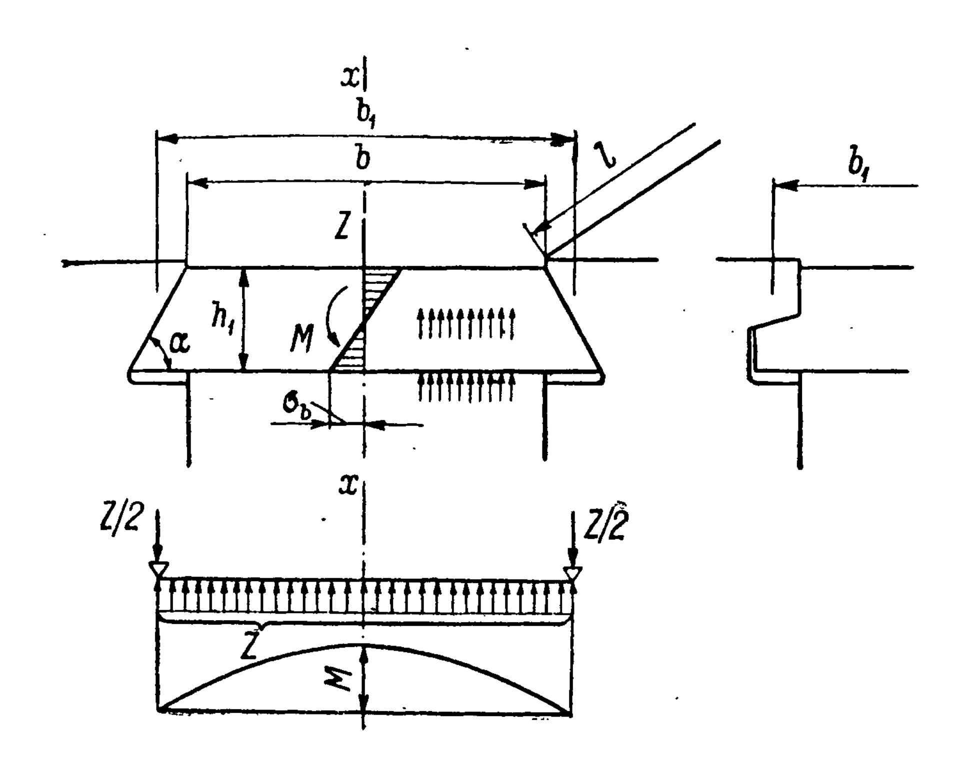


Рис. 10-21. Определяющая нагрузка для широкого клина $b > 2h_1$

Рис. 10-22. Нагрузка опор клина

Расчет будет достаточно точен, если рассматривать клин как равно мерно нагруженную балку, прилегающую своими концами к опоре. Если под Z, как и выше, понимать действующую на клин внешнюю нагрузку, включая возможную собственную центробежную силу клина, то изгибающий момент в сечении x—x рассчитывается по формуле $M = Zb_1/8$, где b_1 означает среднюю ширину клина. При этом момент сопротивления $W = lh_1^2/6$ и определяющее изгибное напряжение

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{3}{4} \cdot \frac{Zb_1}{lh_1^2}. \qquad (10\text{-}36)$$

Для клина с $\alpha = 60°$ $b_1 = b + h_1/\sqrt{3}$, так что

$$\sigma_b = \frac{3}{4}\left(1 + \frac{h_1}{\sqrt{3}\,b}\right)\frac{Zb}{lh_1^2}, \quad \frac{b}{h_1} > 2. \qquad (10\text{-}37)$$

Определяющее эквивалентное напряжение опоры. Когти передают свою нагрузку на опору. В качестве сопряженной детали опора также выполняется в виде ласточкиного хвоста или головки молотка, и ее нагружают те же внешние силы

Таблица 10-2. **Сравнение результатов теории**

Нагрузка и форма			Материал					
			Опора			Клин		
$\rho = 6°$ ($\mu = 0{,}1$)		α	σ_S, $T/см^2$	σ_B, $T/см^2$	δ_5, %	σ_S, $T/см^2$	σ_B, $T/см^2$	δ_5, %
1-я серия испытаний	Отказ опоры	70°	Сталь Stg 50.97			Сталь Stg 50.97		
			2,86 (55%)	5,21 (100%)	22,9	2,86 (55%)	5,21 (100%)	22,9
2-я серия испытаний	Отказ клина	70° 45° 30° 10° 0°	Сталь Stg 560 TS			Латунь MS 58 Al		
			5,97 (81%)	7,38 (100%)	19,7	5,62 (66%)	8,50 (100%)	14,0

[1] При сдвиге на 0,55 *мм*.

[2] $k_1 = \dfrac{\sigma_S}{Z_S/lh_1}$

Z_n (см. рис. 10-19), что и когти. Если мы представим себе рис. 10-19 повернутым вокруг точки O на 180°, то сечение $\bar{s}$—$\bar{s}$ совпадает с сечением s—s и нетрудно будет убедиться, что эквивалентные напряжения опоры можно соответствующим образом рассчитать по формулам для клиньев. При этом, однако, следует учесть разницу в нагрузке, которую мы обозначили для клиньев через Z. Нагрузка опоры под действием прилегающих когтей составляет (рис. 10-22 и 10-33)

$$Z_z = 2Z_n \cos(\alpha - \rho - \varphi). \tag{10-38}$$

С учетом выведенной ранее зависимости [см. уравнение (10-23а)]

$$Z_n = Z \frac{1}{2\cos(\alpha - \rho)}$$

величина

$$Z_z = Z \frac{\cos(\alpha - \rho - \varphi)}{\cos(\alpha - \rho)} \tag{10-39}$$

будет, как правило, больше Z. Это обстоятельство, как наглядно показывает рис. 10-22, следует отнести за счет неодинакового углового положения когтя и опоры. В табл. 10-3 приведены численные значения для этого влияния.

и данных измерений для когтей

Измерения								Теория				Отклонение [4]
Дано						Рассчитано						
h, см	h_1, см	h_1/h	Z_S/l, Т/см	Z_B/l, Т/см	Z/l, [1] Т/см	k_1 [2]	k [3]	k_1 [2]	k [3]	β		%
8,73	7,50	6,859	11,0 (57%)	19,2 (100%)	—	1,95	2,27	2,18	2,54	58°		—11
	2,30	0,822	6,78 (69%)	9,78 (100%)	2,60	1,90	2,32	2,18	2,65	58°		—12
	1,67	0,598	6,77 (63%)	10,75 (100%)	5,00	1,38	2,32	1,50	2,51	70°		—8
2,80	1,56	0,558	6,00 (58%)	10,25 (100%)	4,47	1,43	2,62	1,38	2,47	82°	$c/h_1=$ $=0,5$	+6!
	1,45	0,518	5,56 (64%)	8,67 (100%)	5,70	1,46	2,83	1,30	2,50	90°		+13!
	1,40	0,50	5,56 (64%)	8,70 (100%)	5,60	1,41	2,82	1,30	2,60	90°		+8!

[3] $k = \dfrac{\sigma_S}{Z_S/lh}$.

[4] Отклонение результатов измерений от данных теории.

При вращении опоры ее нагрузка складывается из Z_z и собственной центробежной силы Z_1 когтя (клина) опоры (кольцевого зубца). На шейку опоры действует нагрузка, порождающая напряжение растяжения

$$\sigma = \frac{Z_z + Z_1}{lb_2}. \qquad (10\text{-}40)$$

Для головки молотка коготь и опора могут иметь разную высоту шейки, которая определяется различной прочностью материалов, если они полностью используются в прочностном отношении.

3. Гребенки. Третьим вариантом конструкции крепления полюсов является так называемая гребенчатая конструкция. Она состоит из выполненных в виде гребня корней полюсов или полюсных башмаков (см. рис. 3-5а, 3-5б, 10-23), которые вставляются в вырезы, соответствующим образом выполненные в теле ротора. Через круглые отверстия в зубцах пропускается соединительный болт, так что получается соединение с силовым замыканием. Полюсы и тело ротора могут состоять из шихтованных пакетов листовой стали или же быть массивными. Передача болтами центробежных сил происходит за счет сдвига и трения. Расчет напряжений принято производить для обоих видов нагрузки.

Таблица 10-3. **Значения** $\frac{\cos(\alpha - \rho - \varphi)}{\cos(\alpha - \rho)}$ **для некоторых параметров:** α, ρ и φ

Число полюсов или пазов n			4	6	8	10	12	22	28
$\varphi = \frac{360°}{2n}$			45°	30°	$22^1/_2$°	18°	15°	$8^2/_{11}$°	$6^3/_7$°
Ласточкин хвост	$\alpha = 60°$	$\rho = 6°$	1,680	1,554	1,450	1,376	1,322	1,186	1,148
		$\rho = 8°$	1,612	1,506	1,414	1,346	1,297	1,172	1,137
	$\alpha = 70°$	$\rho = 6°$	—	—	—	—	—	1,282	1,223
		$\rho = 8°$	—	—	—	—	—	1,257	1,205
Головка молотка	$\alpha = 30°$	$\rho = 6°$	1,022	1,088	1,094	1,089	1,081	1,053	1,044
		$\rho = 8°$	0,993	1,068	1,078	1,076	1,070	1,047	1,039

Число полюсов или пазов n			30	34	36	38	40	44	50
$\varphi = \frac{360°}{2n}$			6°	$5^{147}/_{500}$°	5°	$4^{14}/_{19}$°	$4^1/_2$°	$4^1/_{11}$°	$3^3/_5$°
Ласточкин хвост	$\alpha = 60°$	$\rho = 6°$	1,138	1,123	1,115	1,110	1,104	1,095	1,084
		$\rho = 8°$	1,128	1,114	1,108	1,102	1,096	1,088	1,079
	$\alpha = 70°$	$\rho = 6°$	1,210	1,184	1,175	1,168	1,157	1,143	1,128
		$\rho = 8°$	1,191	1,168	1,158	1,153	1,144	1,130	1,116
Головка молотка	$\alpha = 30°$	$\rho = 6°$	1,042	1,037	1,035	1,034	1,032	1,029	1,026
		$\rho = 8°$	1,037	1,033	1,031	1,030	1,029	1,026	1,011

Если общая нагрузка полюса равна F и на каждом полюсе сцеплено с ротором n зубцов, а в передаче сил участвует m болтов, то среднее напряжение сдвига или эквивалентное напряжение в болте с диаметром D и поперечным сечением $A = \pi D^2/4$ будет составлять

$$\tau = \frac{F}{2mnA}; \tag{10-41}$$

$$\sigma_{vA} = \sqrt{3}\tau = \frac{1,73 \cdot 4F}{2\pi mnD^2} = \frac{F}{mnD} \cdot \frac{1,1}{D}. \tag{10-42}$$

Среднее[1] давление на болт и зубец от трения в отверстии при толщине зубца d может рассматриваться непосредственно как эквивалентное напряжение и составляет

$$\sigma_L = \frac{F}{mnD} \cdot \frac{1}{d} = \sigma_{vL}. \qquad (10\text{-}43)$$

Определяющая нагрузка болта обусловливается, очевидно, отношением D/d, как это можно установить из сравнения σ_{vA} и σ_{vL}. Для $D/d = 1{,}1$ при принятых условиях эквивалентные напряжения для сдвига и давления на стенки отверстия будут равны между собой. Растягивающая нагрузка в ослабленном сечении s—s зубца гребенки является определяющей, и ее необходимо рассчитывать. Если A_s — площадь поперечного сечения s—s, то среднее напряжение растяжения будет

$$\sigma = F/(nA_s) = \sigma_v. \qquad (10\text{-}44)$$

Его можно одновременно считать эквивалентным напряжением. Для соединений с двумя болтами (рис. 10-23, *а* и *б*) можно при расчете не учитывать влияние надреза в зубцах, если выполнены два следующих геометрических условия: $h \geqslant 0{,}7\,D$; $c \geqslant 2a$.

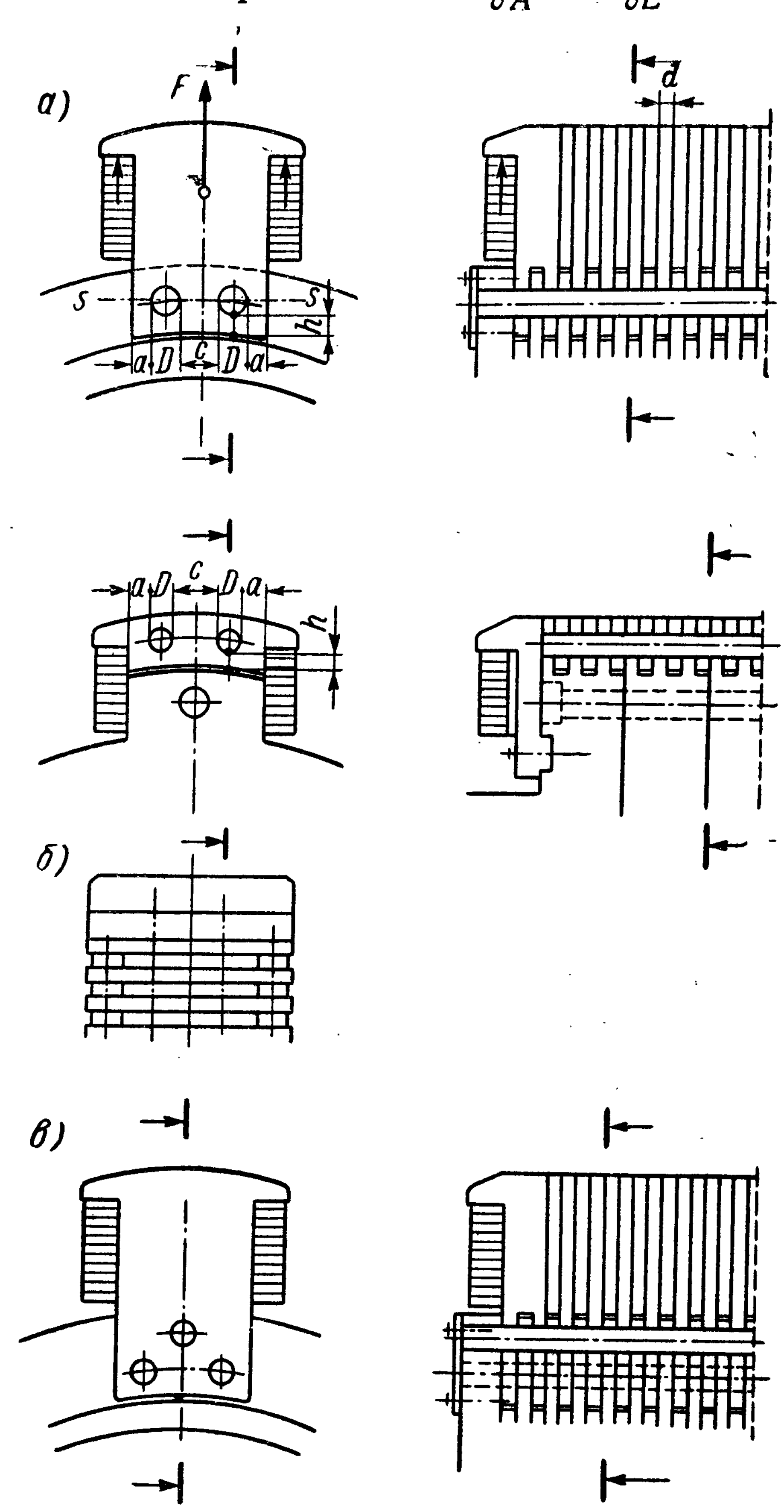


Рис. 10-23. Гребенчатые конструкции с болтами для крепления полюсов: *а* и *б* — два болта, статически определимое распределение сил; *в* — три болта, статически неопределимое распределение сил

В соединениях более чем с двумя болтами (рис. 10-23, *в*) сила, приходящаяся на один болт, является статически неопределимой. Если, тем не менее, в расчет принимается равномерно распределенная по болтам сила F/mn, то наряду с точной обработкой это требует хорошей

[1] При параболическом или полусинусоидальном распределении давления на стенки отверстия по диаметру болта максимальное давление на стенки отверстия в 1,5 или 1,7 раза больше среднего значения σ_L.

упругой выравнивающей способности всего соединения. Свойства материала болтов и основного материала должны быть соответствующим образом соразмерены между собой.

10-4. Колеса и ободы роторов

А. Колеса со спицами. Тело ротора, если оно не образуется самим валом или дисками, насаженными на вал горячей посадкой, можно рассматривать как колесо со спицами (см. также стр. 260). Колесо со

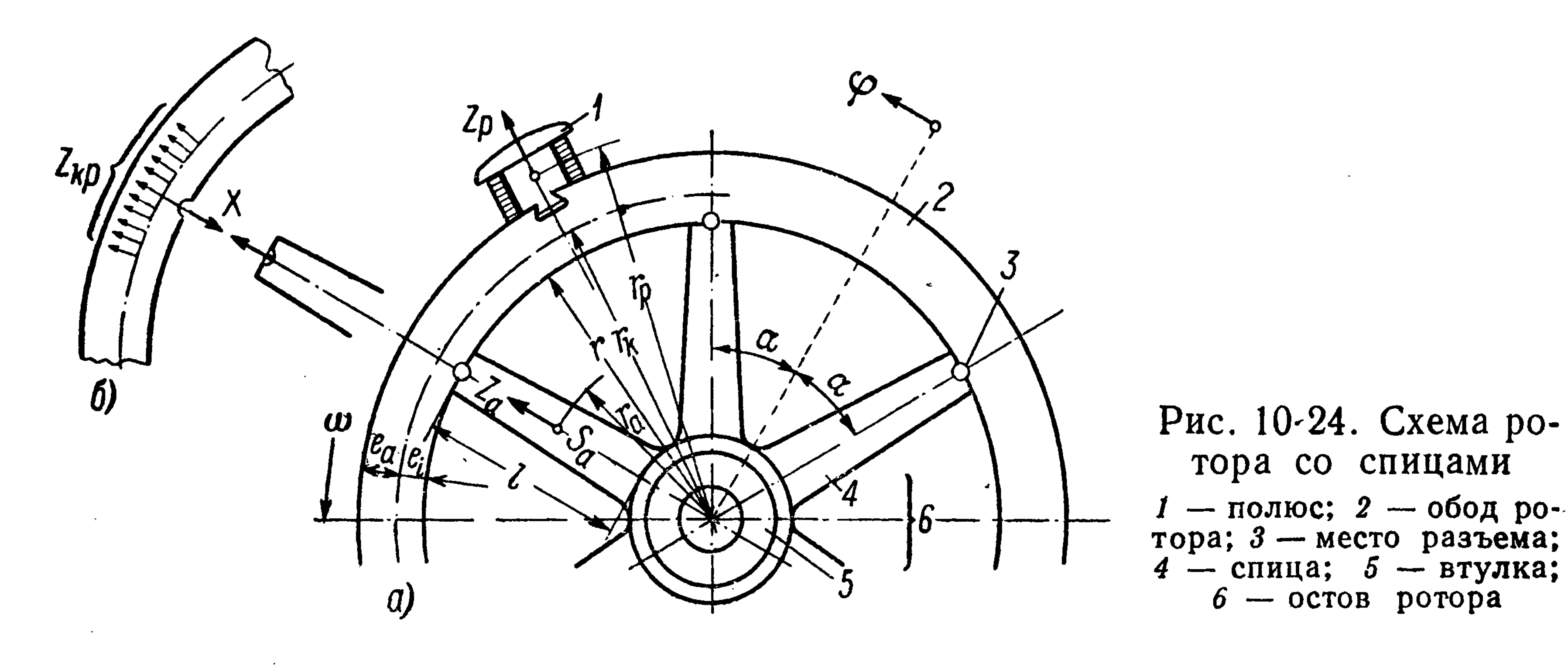


Рис. 10-24. Схема ротора со спицами

1 — полюс; *2* — обод ротора; *3* — место разъема; *4* — спица; *5* — втулка; *6* — остов ротора

спицами (рис. 10-24) состоит из втулки, спиц и венца колеса или кольцевого обода. В настоящее время изготавливают преимущественно составные колеса (см. рис. 3-6, 3-7, 4-1, 4-3), причем венец колеса крепится на звезде колеса (втулке со спицами) посредством горячей посадки с натягом или заклиновкой (шпонки) (см. рис. 6-18, *б*) таким образом, что при номинальной скорости вращения не может произойти разъединения обода ротора от звезды. Даже при разъединении по крайней меретри шпонки по окружности должны обеспечивать центровку обода на звезде ротора. Преимущества составных конструкций весьма значительны. Во-первых, часто только благодаря подразделению большой детали на несколько меньших частей вообще становится возможным изготавливать эти детали в виде отливок. Во-вторых,

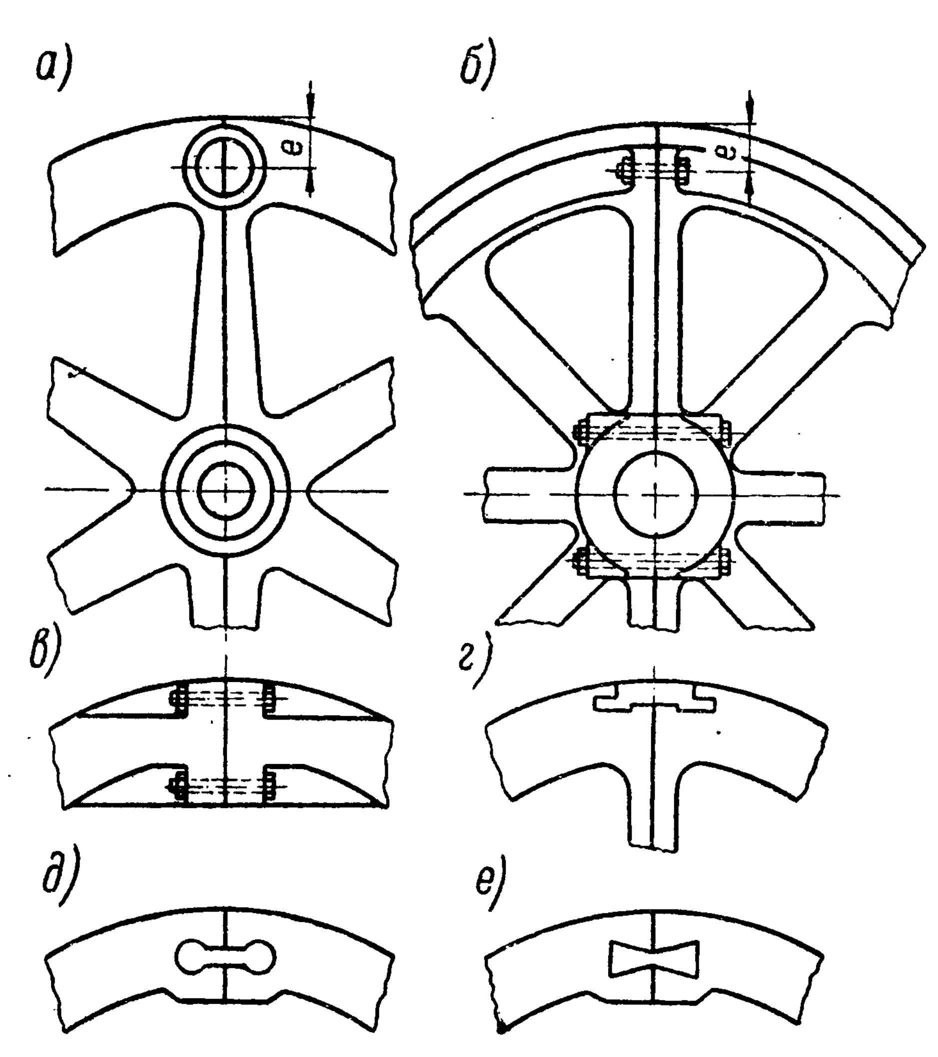


Рис. 10-25. Соединения диаметрально подразделенных колес со спицами: *а* — стяжные бандажные кольца; *б* и *в* — болты; *г*, *д*, *е* — стяжные скобы (устарелый способ)

создается возможность для применения двух различных материалов, прочность которых может быть подобрана таким образом, чтобы в сочетании друг с другом они лучше соответствовали действительным нагрузкам. Так, например, для обода ротора часто применяется стальное литье или кованая сталь, а для звезды колеса — дешевый серый чугун. В настоящее время, как правило, применяются шихтованные ободы роторов, набираемые из располагаемого внахлест листового материала, а роторная звезда сваривается из листовых заготовок. Величина массивных колес также может потребовать подразделения в диаметральном направлении, так что два элемента в виде полуокружностей должны будут иметь тангенциальные соединения, которые могут осуществляться либо посредством болтов, либо с помощью стяжных колец, посаженных с определенным натягом. Некоторые возможные конструкции соединений показаны на рис. 10-25.

1. Обозначения:

$\omega = \pi n/30$ — угловая скорость, *1/сек*;

n — скорость вращения, *об/мин*;

2α — угол между спицами, *рад*;

$a = \pi/\alpha$ — число спиц;

b — число полюсов;

r, r_k, r_a, r_p — радиус места стыка, радиус центра тяжести обода, радиус центра тяжести одной спицы, *см*;

E_k, E_a — модули упругости обода и спиц, *кГ/см²*;

A_k — поперечное сечение обода, *см²*;

A_{k0} ($< A_k$) — поперечное сечение обода по креплению полюса, *см²*;

A_{si} — поперечное сечение стяжных колец втулки или болтов, *см²*;

A_{sa} — удвоенное поперечное сечение стяжных ободов или болтов, *см²*;

$A_a = (A_{ai} + A_{aa})/2$ — среднее поперечное сечение спицы, *см²*;

A_{ai}, A_{aa} — поперечное сечение спицы у втулки (максимальное) и у стыка с ободом (минимальное), *см²*;

I_k — момент инерции обода, *см⁴*;

e_i, e_a — расстояния внутреннего и наружного краев обода от нейтральной оси, *см*;

e — расстояние середины стяжного кольца или болта от наружного края обода ротора, *см*;

$W_{ki} = I_k/e_i$ — момент сопротивления поперечного сечения обода для внутреннего крайнего волокна[1], *см³*;

$W_{ka} = I_k/e_a$ — момент сопротивления поперечного сечения обода для наружного крайнего волокна[1], *см³*

---

[1] Плоскостной момент инерции I_k и моменты сопротивления $W_{ki} = I_k/e_i$ или $W_{ka} = I_k/e_a$ должны быть отнесены к главной оси инерции, перпендикулярной к плоскости соответствующего поперечного сечения обода (влияние кривизны не учитывается). Для прямоугольного поперечного сечения моменты сопротивления ввиду $e_i = e_a$ равны между собой. Расстояние нейтральной оси от центра, как правило, отличается от радиуса центра тяжести обода.

M_φ, M_α, M_0 — изгибающий момент в ободе от силы X для сечения φ, $\varphi = \alpha$ и $\varphi = 0$ (момент M положителен, если внутреннее крайнее волокно растягивается), *кГ·см*;

N_φ, N_α, N_0 — нормальная сила в ободе вследствие действия силы X для сечения φ, $\varphi = \alpha$ и $\varphi = 0$ (сила N положительна при растяжении), *кГ*;

N — нормальная сила в ободе вследствие действия силы Z_{kp} (положительна при растяжении), *кГ*;

X — сила между ободом и спицей (положительна при растяжении), *кГ*;

Z_{kp}, Z_a, Z_p — центробежная сила обода с полюсами, центробежная сила одной спицы, центробежная сила одного полюса, *кГ*;

G_{kp}, G_a, G_p — вес обода ротора с полюсами, вес одной спицы, вес одного полюса, *кГ*;

$g = 981$ *см/сек*^{2} — ускорение силы тяжести;

u_s — радиальная деформация обод — звезда, *см*;

$u_t = \alpha_l r \vartheta$ — разность радиусов стыка при разнице температур звезды и обода (положительна для более нагретого обода[1]), *см*;

α_l — линейный коэффициент теплового расширения звезды и обода, 1/*град*;

ϑ — разность температур обод — звезда, °C;

u_{kz}, u_{kx}, u_{az}, u_{ax} — радиальное расширение в месте стыка обода (положительно в направлении возникающих сил), *см*;

α_{kx}, α_{ax} — коэффициенты влияния расширения;

$k_{\varphi m}(\varphi, \alpha)$, $k_{\alpha m}(\alpha)$, $k_{0m}(\alpha)$, $k_{\varphi n}(\varphi, \alpha)$, $k_{\alpha n}(\alpha)$, $k_{0n}(\alpha)$ — коэффициенты влияния срезывающих сил (сведены в табл. 10-4);

$c_n(\alpha)$, $c_m(\alpha)$ — вспомогательные функции (сведены в табл. 10-4);

$f(l/r_a)$ — вспомогательная функция;

l — длина спицы, *см*;

σ_{ki}, σ_{ka} — напряжение у внутренней и наружной кромок в поперечном сечении обода (положительно при растяжении), *кГ/см*^{2};

σ_{ai}, σ_{aa} — нормальное напряжение в поперечном сечении спицы (у втулки и у стыка) (положительно при растяжении), *кГ/см*^{2};

σ_{si} — растягивающее напряжение в стяжных кольцах или в болтах диаметрального разъема втулки, *кГ/см*^{2};

σ_{sa} — растягивающее напряжение в стяжных кольцах или в болтах диаметрального разъема обода, *кГ/см*^{2}.

---

[1] При различных коэффициентах теплового расширения звезды и обода (разные материалы) для u_t следует подставлять разность $u_t = (\alpha_{lk}\vartheta_k - \alpha_{la}\vartheta_a)r$,

2. Нагрузка в установившемся режиме (постоянная угловая скорость). Расчет нагрузки, обусловленной центробежными силами, справедлив как для составных, так и для цельных роторов. В последнем случае представим себе, что обод отделен от звезды (см. рис. 10-24б). Действие спиц на обод можно заменить радиальными силами X натяжения спиц, выражающими воздействие обода на спицы (положительная сила X вызывает растяжение спицы).

Центробежная сила собственного веса обода и веса полюсов, действующая на обод,[1]

$$Z_{kp} = \frac{G_{kp}}{g}\,\omega^2 r_k. \qquad (10\text{-}45)$$

Эта сила вызывает в ободе нормальное растягивающее усилие величины [2]

$$N = \frac{1}{2\pi} Z_{kp} \qquad (10\text{-}46)$$

и радиальную деформацию всего обода

$$u_{kz}(\omega) = Z_{kp}\,\frac{r_k}{E_k A_k \cdot 2\pi}\,. \qquad (10\text{-}47)$$

Сила X, которую еще надо определить, создает в ободе зависимое от угла φ нормальное усилие [3] (положительная сила N вызывает растяжение обода):

$$N_\varphi = -Xk_{\varphi n}(\varphi,\ \alpha),\ k_{\varphi n} = \frac{\cos\varphi}{2\sin\alpha}\,; \qquad (10\text{-}48а)$$

при $\varphi = 0$

$$N_0 = -Xk_{0n}(\alpha),\ k_{0n} = \frac{1}{2\sin\alpha}\,; \qquad (10\text{-}48б)$$

при $\varphi = \alpha$

$$N_\alpha = -Xk_{\alpha n}(\alpha),\ k_{\alpha n} = \frac{\operatorname{ctg}\alpha}{2} \qquad (10\text{-}48в)$$

(коэффициенты влияния k_{0n} и $k_{\alpha n}$ приведены в табл. 10-4 для различных чисел спиц a) и зависящий от угла φ изгибающий момент (поло-

---

причем индексы k и a указывают на обод и звезду, а ϑ_k и ϑ_a означают соответствующие разности температур, отнесенные к монтажной температуре. Следовательно, для $\alpha_{lk} = \alpha_{la} = \alpha_l$ также будет $u_t = \alpha_l(\vartheta_k - \vartheta_a)\,r = \alpha_l \vartheta r$.

[1] Для случая, когда радиус центра тяжести полюсов r_p заметно отличается от радиуса центра тяжести обода r_k, под G_{kp} следует понимать не вес G_k обода и под bG_p не вес полюсов, а приведенный вес $G_{kp} = bG_p\frac{r_p}{r_k} + G_k$.

[2] N является результирующей тангенциальных касательных напряжений, которые принимаются постоянными для всего поперечного сечения, что является точным только для относительно тонкого обода.

[3] Вывод последующих формул см. в приложении 3.

Таблица 10-4. **Коэффициенты влияния для расчета колец со спицами**

Число спиц a	$\frac{180°}{a}$	α, *рад*	$k_{0n}=\frac{1}{2\sin\alpha}$	$k_{\alpha n}=\frac{\operatorname{ctg}\alpha}{2}$	$k_{0m}=\frac{1}{2}\left(\frac{1}{\alpha}-\frac{1}{\sin\alpha}\right)$	$k_{\alpha m}=\frac{1}{2}\left(\frac{1}{\alpha}-\operatorname{ctg}\alpha\right)$	$c_n=\frac{1}{4}\left(\frac{\alpha}{\sin^2\alpha}+\operatorname{ctg}\alpha\right)$	$c_m=\frac{1}{4}\left(\frac{\alpha}{\sin^2\alpha}-\frac{2}{\alpha}+\operatorname{ctg}\alpha\right)$
2	90	$\pi/2=1,5708$	0,500	0,000	—0,1817	0,3183	0,393	0,07439
4	45	$\pi/4=0,7854$	0,707	0,500	—0,0705	0,1366	0,643	0,00608
5	36	$\pi/5=0,6283$	0,851	0,688	—0,0549	0,1076	0,799	0,00298
6	30	$\pi/6=0,5236$	1,000	0,866	—0,0451	0,0889	0,957	0,00168
8	$22^1/_2$	$\pi/8=0,3927$	1,307	1,207	—0,0333	0,0661	1,274	0,00069
10	18	$\pi/10=0,3142$	1,618	1,539	—0,0265	0,0527	1,592	0,00035
12	15	$\pi/12=0,2618$	1,932	1,866	—0,0220	0,0438	1,910	0,00020
16	$11^1/_4$	$\pi/16=0,1963$	2,563	2,514	—0,0164	0,0328	2,547	0,000085

жительный момент M создает на внутренней кромке обода растягивающее напряжение, а на наружной — сжимающее):

$$M_\varphi = Xr_k k_{\varphi m}(\varphi,\ \alpha),\ k_{\varphi m}=\frac{\sin\alpha-\alpha\cos\varphi}{2\alpha\sin\alpha}; \tag{10-49а}$$

при $\varphi=0$

$$M_0 = Xr_k k_{0m}(\alpha),\ k_{0m}=\frac{\sin\alpha-\alpha}{2\alpha\sin\alpha}; \tag{10-49б}$$

при $\varphi=\alpha$

$$M_\alpha = Xr_k k_{\alpha m}(\alpha),\ k_{\alpha m}=\frac{\sin\alpha-\alpha\cos\alpha}{2\alpha\sin\alpha} \tag{10-49в}$$

(коэффициенты влияния k_{0m} и $k_{\alpha m}$ также приведены в табл. 10-4 для различных чисел спиц a), а также радиальное смещение в точке $\varphi=\alpha$, к которой прилагается сила X, величиной

$$u_{kx}=X\alpha_{kx}; \tag{10-50а}$$

$$\alpha_{kx}=\frac{r_k}{E_kA_k}c_n(\alpha)+\frac{r_k^3}{E_kI_k}c_m(\alpha); \tag{10-50б}$$

$$c_n=\frac{\alpha+\cos\alpha\sin\alpha}{4\sin^2\alpha}\approx\frac{1}{2\alpha}; \tag{10-50в}$$

$$c_m=\frac{\alpha^2-2\sin^2\alpha+\alpha\cos\alpha\sin\alpha}{4\alpha\sin^2\alpha} \tag{10-50г}$$

(коэффициенты c_n и c_m приведены в табл. 10-4 для различных чисел спиц a).

На спицу действует нагрузка, создаваемая центробежной силой

$$Z_a = \frac{G_a}{g} \omega^2 r_a, \tag{10-51}$$

вызывающей радиальную деформацию[1]

$$u_{az}(\omega) = Z_a \frac{l}{E_a A_a} f(l/r_a); \quad (10\text{-}52а) \qquad f = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{l}{6r_a}\right) \quad (10\text{-}52б)$$

на наружном радиусе r спицы, т. е. в месте приложения силы X, а также центрично приложенной силой X, создающей деформацию

$$u_{ax} = X\alpha_{ax}; \quad (10\text{-}53а) \qquad \alpha_{ax} = \frac{l}{E_a A_a} \quad (10\text{-}53б)$$

в точке приложения силы X.

Для того чтобы выразить взаимосвязь между спицей и ободом, необходимо, чтобы было справедливо уравнение совместности деформаций обода и спицы

$$u_s - u_t = u_{kz} - u_{kx} - u_{az} - u_{ax}, \tag{10-54}$$

причем левая сторона уравнения означает разницу радиусов обода и звезды колеса в месте их стыковки. Через u_s обозначается величина деформации по длине при одинаковой температуре обода и звезды, u_t обозначает разницу радиусов в месте стыковки при температуре обода, на ϑ большей, чем температура спиц.[2] Таким образом, величиной u_t выражается возможное влияние температуры.

Если выразить перемещения u_{kx} и u_{ax} через вызывающую их силу X в соответствии с приведенными зависимостями, то условие совместности деформаций приводит к следующему уравнению для неизвестной величины X:

$$X = \frac{u_t - u_s + u_{kz} - u_{az}}{\alpha_{kx} + \alpha_{ax}}. \tag{10-55}$$

Когда сила X меняет свой знак и становится, следовательно, равной нулю, происходит отделение обода от звезды. Растягивающие усилия между ободом и спицей восприниматься не могут, так как возникает зазор. С другой стороны, условие разъединения обода и спиц $X = 0$ может быть использовано для определения натяга, необходимого для обеспечения определенной разъединительной скорости вращения. Для этого необходимо лишь ввести зависящие от угловой скорости ω деформации u_{kz} и u_{az}, приравнять числитель правой части уравнения (10-55) нулю и решить его относительно u_s. Это приводит к выражению

$$u_s = u_t + \frac{\omega^2}{g}\left[\frac{G_{kp} r_k^2}{E_k A_k \cdot 2\pi} - \frac{G_a r_a l}{E_a A_a} f\left(\frac{l}{r_a}\right)\right], \quad \omega = \frac{n\pi}{30}. \tag{10-56}$$

Тем самым определяется необходимый натяг для обеспечения разъединительной скорости вращения n_0.

---

[1] Вывод — см. приложение 6, втулка предполагается жесткой.
[2] См. сноску на стр. 336.

Зная величину X, можно определить все силы и напряжения.

В ободе для напряжений у внутренней и наружной кромок в сечении φ [1] получаем

$$\sigma_{ki,\,\varphi} = \frac{N + N_\varphi}{A_k} + \frac{M_\varphi}{W_{ki}}; \quad (10\text{-}57а) \qquad \sigma_{ka,\,\varphi} = \frac{N + N_\varphi}{A_k} - \frac{M_\varphi}{W_{ka}}. \quad (10\text{-}57б)$$

Как правило, решающее значение имеет поперечное сечение $\varphi = \alpha$ у спицы, и, в особенности, следует определить эти напряжения для цельных конструкций у внутренней кромки, а для составных конструкций — в наружном волокне перед разъединением.

Перед разъединением в поперечном сечении спицы у втулки будет

$$\sigma_{ai} = (X + Z_a)/A_{ai}, \qquad (10\text{-}58а)$$

а в поперечном сечении в месте стыка спицы с ободом

$$\sigma_{aa} = X/A_{aa}. \qquad (10\text{-}58б)$$

Для цельных конструкций сила X положительна, а для конструкций, состоящих из двух частей, она, как правило, отрицательна.

Для цельных роторов необходимо производить расчет нагрузок и напряжений при угонной скорости вращения.

Для роторов, обод которых закреплен горячей посадкой, необходимо различать состояние плотной посадки (нулевая скорость вращения), состояние при номинальной скорости вращения, состояние при разъединительной скорости вращения и состояние при угонной скорости вращения. При диаметральном подразделении колес соединительные элементы должны в месте подразделения передавать полные срезывающие усилия. Так, например, при применении стяжных колец по рис. 10-25, *а* в этих кольцах в месте соединения обода возникает растягивающее напряжение

$$\sigma_{sa} = \frac{-N_\alpha}{A_{sa}} + \frac{M_\alpha}{eA_{sa}}, \qquad (10\text{-}59а)$$

а в месте соединения втулки—растягивающее напряжение

$$\sigma_{si} = \frac{a\,(X + Z_a)}{2\pi A_{si}}. \qquad (10\text{-}59б)$$

Кроме нагрузки, обусловленной центробежной силой, в установившемся режиме еще должен передаваться номинальный вращающий момент между втулкой и ободом, что имеет следствием дополнительную нагрузку, вызывающую изгиб спиц. Для машин, которые не подвергаются воздействию пульсирующих или переменных вращающих моментов, эти дополнительные напряжения, как правило, невелики. Их расчет может проводиться аналогично расчету вращающего момента при коротком замыкании (см. стр. 344).

[1] Если сечение φ совпадает с креплением полюса, то для A_k, W_{ki} и W_{ka} следует подставлять величину, уменьшенную на высоту элементов крепления полюса, например A_{k0} вместо A_k.

3. Численный пример. Ротор генератора переменного тока с явновыраженными полюсами с 8 спицами и следующими техническими характеристиками:

номинальная скорость вращения $n = 375$ *об/мин*;

угонная скорость вращения $n_s = 2 \cdot 375 = 750$ *об/мин*;

$G_{kp} = 11900$ *кГ*;

$G_a = 123$ *кГ*;

$E_k = E_a = 2,1 \cdot 10^6$ *кГ/см²*;

$A_k = 1210$ *см²*;

$A_{k0} = 1065$ *см²*;

$A_{aa} = 240$ *см²*;

$A_{ai} = 330$ *см²*;

$$A_a = \frac{240 + 330}{2} = 285 \text{ см}^2;$$

$I_k = 1,5 \cdot 10^5$ *см⁴*;

$r_k = 127$ *см*; $r_a = 71$ *см*;

$r = 127 - 20,1 \approx 107$ *см*.

$l = 68$ *см*;

$e_a = 18,4$ *см*;

$e_i = 20,1$ *см*;

$e = 19$ *см*;

$\vartheta = 10°$ С;

$\alpha_l = 1,23 \cdot 10^{-5}$ *1/град*;

$u_t = 1,23 \cdot 10^{-5} \cdot 107 \cdot 10 = 1,32 \cdot 10^{-2}$ *см*;

$$W_{ka} = \frac{1,5 \cdot 10^5}{18,4} = 8,16 \cdot 10^3 \text{ см}^3;$$

$$W_{ki} = \frac{1,5 \cdot 10^5}{20,1} = 7,47 \cdot 10^3 \text{ см}^3;$$

Исходя из этого, рассчитывают или определяют по таблицам:

$c_n = 1,274$;

$c_m = 0,00069$;

$k_{0n} = 1,307$;

$k_{0m} = -0,0333$;

$k_{\alpha n} = 1,207$;

$k_{\alpha m} = 0,0661$;

$$\alpha_{kx} = \frac{127 \cdot 1,274}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 1210} + \frac{127^3 \cdot 0,00069}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,5 \cdot 10^5} = 6,37 \cdot 10^{-8} + 0,45 \cdot 10^{-8} = = 6,82 \cdot 10^{-8} \quad (10\text{-}50б)$$

(составляющий изгибающий момент только $0,45/6,37 = 7,5\%$!);

$$\alpha_{ax} = \frac{68}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 285} = 11,35 \cdot 10^{-8}; \quad (10\text{-}53б)$$

$$f\left(\frac{68}{71}\right) = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{68}{6 \cdot 71}\right) = 0,58. \quad (10\text{-}52б)$$

1-й вариант. Обод насаживается на звезду колеса горячей посадкой. Предписана разъединительная скорость вращения $n_a = 1,6n = 1,6 \cdot 375 = 600$ *об/мин*.

Натяг, необходимый при разъединительной скорости вращения, составляет

$$u_s = 1,32 \cdot 10^{-2} + \frac{(600\pi)^2}{30^2 \cdot 981}\left(\frac{11\,900 \cdot 127^2}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 1210 \cdot 2\pi} - \frac{123 \cdot 71 \cdot 68 \cdot 0,58}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 285}\right) = = 5,90 \cdot 10^{-2} \text{ см}; \quad (10\text{-}56)$$

$$u_s/r = 5,90 \cdot 10^{-2}/107 = 0,55‰.$$

С этим натягом получаются следующие максимальные напряжения в состоянии покоя после монтажа. При $u_t = 0$, $u_{kz} = 0$, $u_{az} = 0$

$$X = -\frac{5,90\cdot 10^{-2}}{6,82\cdot 10^{-8} + 11,35\cdot 10^{-8}} = -3,25\cdot 10^5 \ кГ; \tag{10-55}$$

$$N_\alpha = -(-3,25\cdot 10^5)\cdot 1,207 = +3,92\cdot 10^5 \ кГ; \tag{10-48в}$$

$$M_\alpha = -3,25\cdot 10^5\cdot 127\cdot 0,0661 = -27,3\cdot 10^5 \ кГ\cdot см. \tag{10-49в}$$

В спице [см. уравнение (10-58в)]

$$\sigma_{aa} = -3,21\cdot 10^5/240 = -1355 \ кГ/см^2,$$

в ободе, в месте сопряжения со спицей ($\varphi = \alpha$),

$$\sigma_{ka} = \frac{3,92\cdot 10^5}{1210} - \frac{(-27,3\cdot 10^5)}{8,16\cdot 10^3} = 324 + 335 \approx 660 \ кГ/см^2. \tag{10-57б}$$

При номинальной скорости вращения

$$u_s = 5,90\cdot 10^{-2} \ см; \quad u_t = 1,32\cdot 10^{-2} \ см;$$

$$Z_{kp} = \frac{11\,900}{981}\left(\frac{375\pi}{30}\right)^2\cdot 127 = 2,37\cdot 10^6 \ кГ; \tag{10-45}$$

$$Z_a = \frac{123}{981}\left(\frac{375\pi}{30}\right)\cdot 71 = 1,37\cdot 10^4 \ кГ; \tag{10-51}$$

$$u_{kz} = \frac{2,37\cdot 10^6\cdot 127}{2,1\cdot 10^6\cdot 1210\cdot 2\pi} = 1,88\cdot 10^{-2} \ см; \tag{10-47}$$

$$u_{az} = \frac{1,37\cdot 10^4\cdot 68\cdot 0,58}{2,1\cdot 10^6\cdot 285} = 0,09\cdot 10^{-2} \ см; \tag{10-52а}$$

$$X = \frac{(1,32 - 5,90 + 1,88 - 0,09)\cdot 10^{-2}}{(6,82 + 11,35)\cdot 10^{-8}} = -1,535\cdot 10^5 \ кГ; \tag{10-55}$$

$$N = 2,37\cdot 10^6/2\pi = 3,77\cdot 10^5 \ кГ; \tag{10-46}$$

$$N_\alpha = -(-1,535\cdot 10^5)\cdot 1,207 = 1,855\cdot 10^5 \ кГ; \tag{10-48в}$$

$$M_\alpha = (-1,535\cdot 10^5)\cdot 127\cdot 0,0661 = -12,90\cdot 10^5 \ кГ\cdot см. \tag{10-49в}$$

В спице

$$\sigma_{at} = \frac{-1,535\cdot 10^5 + 1,37\cdot 10^4}{330} = -424 \ кГ/см^2; \tag{10-58а}$$

$$\sigma_{aa} = \frac{-1,535\cdot 10^5}{240} = -640 \ кГ/см^2. \tag{10-58б}$$

В ободе

$$\sigma_{ka,\alpha} = \frac{3,77\cdot 10^5 + 1,855\cdot 10^5}{1210} - \frac{(-12,90\cdot 10^5)}{8,16\cdot 10^3} = 465 + 158 \approx 625 \ кГ/см^2. \tag{10-57б}$$

При угонной скорости вращения ($X = 0$) будет

$$Z_{kp} = \frac{11\,900}{981}\left(\frac{750\pi}{30}\right)^2 \cdot 127 = 9{,}50 \cdot 10^6\ кГ; \qquad (10\text{-}45)$$

$$Z_a = \frac{123}{981}\left(\frac{750\pi}{30}\right)^2 \cdot 71 = 5{,}50 \cdot 10^4\ кГ; \qquad (10\text{-}51)$$

$$N = \frac{9{,}50 \cdot 10^6}{2\pi} = 1{,}511 \cdot 10^6\ кГ; \qquad (10\text{-}46)$$

в спице

$$\sigma_{ai} = \frac{5{,}50 \cdot 10^4}{330} = 166\ кГ/см^2; \qquad (10\text{-}58а)$$

в ободе

$$\sigma_{ka} = \frac{1{,}511 \cdot 10^6}{1210} = 1250\ кГ/см^2\ (\text{независимо от } \varphi). \qquad (10\text{-}57б)$$

В сечении по креплению полюса

$$\sigma_{ka} = 1{,}511 \cdot 10^6/1065 = 1420\ кГ/см^2.$$

2-й вариант. Ротор является цельным, и, следовательно, соединение спиц со втулкой и ободом будет жестким. Определяющее значение имеет угонная скорость вращения.

При $u_s = 0$; $u_t = 1{,}32 \cdot 10^{-2}$ *см*

$$\left.\begin{aligned} Z_{kp} &= 9{,}50 \cdot 10^6\ кГ \\ Z_a &= 5{,}50 \cdot 10^4\ кГ \\ N &= 1{,}511 \cdot 10^6\ кГ \end{aligned}\right\}\ \text{как в 1-м варианте;}$$

$$u_{kz} = \frac{9{,}50 \cdot 10^6 \cdot 127}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1210 \cdot 2\pi} = 7{,}55 \cdot 10^{-2}\ см; \qquad (10\text{-}47)$$

$$u_{az} = \frac{5{,}50 \cdot 10^4 \cdot 68 \cdot 0{,}58}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 285} = 0{,}36 \cdot 10^{-2}\ см; \qquad (10\text{-}52а)$$

$$X = \frac{(1{,}32 - 0 + 7{,}55 - 0{,}36) \cdot 10^{-2}}{6{,}82 \cdot 10^{-8} + 11{,}35 \cdot 10^{-8}} = 4{,}68 \cdot 10^5\ кГ; \qquad (10\text{-}55)$$

$$N_\alpha = -4{,}68 \cdot 10^5 \cdot 1{,}207 = -5{,}65 \cdot 10^5\ кГ; \qquad (10\text{-}48в)$$

$$M_\alpha = 4{,}68 \cdot 10^5 \cdot 127 \cdot 0{,}0661 = 39{,}3 \cdot 10^5\ кГ \cdot см. \qquad (10\text{-}49в)$$

В спице

$$\sigma_{ai} = \frac{4{,}68 \cdot 10^5 + 5{,}50 \cdot 10^4}{330} = 1580\ кГ/см^2; \qquad (10\text{-}58а)$$

$$\sigma_{aa} = \frac{4{,}68 \cdot 10^5}{240} = 1950\ кГ/см^2; \qquad (10\text{-}58б)$$

в ободе

$$\sigma_{ki,\alpha} = \frac{1{,}511 \cdot 10^6 - 5{,}65 \cdot 10^5}{1210} + \frac{39{,}3 \cdot 10^5}{7{,}47 \cdot 10^3} = 785 + 525 = 1310\ кГ/см^2. \qquad (10\text{-}57а)$$

Это напряжение в ободе (в месте сопряжения со спицей) при угонной скорости вращения оказывается больше соответствующего напряжения в первом варианте с венцом, закрепленным горячей посадкой. Правда, здесь речь идет о максимальном напряжении у кромки обода, в то время как в первом варианте это была средняя величина напряжения по поперечному сечению венца свободного обода. Такое напряжение следует считать несравненно более опасным с точки зрения несущей способности конструкции.

3-й вариант. Все колесо подразделено в диаметральной плоскости. Соединение втулки и обода осуществляется посредством стяжных колец в соответствии с рис. 10-25, *а*.

Расчет напряжений в ободе, втулке и спицах производится без учета подразделения ротора на части, т. е. как для цельной конструкции (см. 2-й вариант). Нагрузка в соединительных стяжных кольцах при заданных значениях $A_{sa} = 4 \cdot 8 \cdot 9 = 288$ *см*²; $A_{si} = 2 \cdot 10 \cdot 12 = 240$ *см*²; $e = 19$ *см* в стяжном кольце обода будет

$$\sigma_{sa} = \frac{-(-5{,}65 \cdot 10^5)}{288} + \frac{39{,}9 \cdot 10^5}{19 \cdot 288} = 1960 + 720 = 2680 \ кГ/см^2; \qquad (10\text{-}59а)$$

в стяжном кольце втулки

$$\sigma_{si} = \frac{8\,(4{,}68 + 0{,}55) \cdot 10^5}{2\pi \cdot 240} = 2780 \ кГ/см^2. \qquad (10\text{-}59б)$$

4. Нагрузки в неустановившемся режиме (короткое замыкание). В неустановившемся режиме необходимо учитывать дополнительный изменяющийся во времени вращающий момент, действующий на ротор. Если бы спицы были жесткими, то полный вращающий момент должен был бы передаваться с обода через спицы на втулку или наоборот. Однако спицы являются, как правило, упругими на изгиб, и во взаимодействии с маховым моментом венца они образуют крутильно-упругую колебательную систему, так что передаваемый вращающий момент зависит от постоянных системы (массы и жесткости) и характеристики изменения во времени внешнего вращающего момента. В качестве наиболее неблагоприятного случая следует принимать в расчет вращающий момент, вызываемый коротким замыканием. Определение коэффициента приведения для вращающего момента короткого замыкания является предметом расчета крутильных колебаний, который приводится для линии валов в главе о крутильных колебаниях (см. стр. 411 и далее). Однако, если не принимать во внимание некоторых исключений, коэффициент приведения обычно не учитывается и в расчет принимается полный вращающий момент короткого замыкания.

Дополнительные обозначения:

M_k — вращающий момент короткого замыкания (пиковая величина), *кГ·см*;

W_{aa}, W_{ai} — момент сопротивления спицы в сечениях на наружном и внутреннем радиусах, *см*³;

$\lambda = l/r_k$ — относительная величина;

$f_k(\lambda)$; $f_n(\lambda)$ — вспомогательные функции.

(Прочие обозначения как для установившегося режима.)

Исходя из предпосылки, что момент инерции спицы меньше момента инерции обода, для вращающего момента, действующего на спицу и обод в месте их соединения,[1] справедливо равенство

$$M_a = \frac{M}{a} f_k(\lambda), \quad f_k = \frac{\lambda\,(1 - {}^2/_3\,\lambda)}{2\,(1 - \lambda + {}^1/_3\,\lambda^2)}, \qquad (10\text{-}60а)$$

а для вращающего момента, действующего на спицу и втулку в месте их соединения,

$$M_i = \frac{M}{a} f_a(\lambda), \quad f_n = \frac{\lambda\,(1 - {}^1/_3\,\lambda)}{2\,(1 - \lambda + {}^1/_3\,\lambda^2)}. \qquad (10\text{-}60б)$$

[1] Вывод последующих формул см. в приложении 4.

Таким образом, в поперечных сечениях спицы у обода и втулки действуют изгибные напряжения (у кромок):

$$\sigma_{aa} = \pm M_a/W_{aa}; \quad (10\text{-}61а) \qquad \sigma_{ai} = \pm M_i/W_{ai}, \quad (10\text{-}61б)$$

а в ободе — изгибные напряжения (у кромок):

$$\sigma_{ka} = \pm M_a/W_{ka}; \quad (10\text{-}62а) \qquad \sigma_{ki} = \pm M_a/W_{ki}. \quad (10\text{-}62б)$$

Нагрузка на втулку незначительна.

Численный пример. Генератор переменного тока, как в примере для установившегося режима. Частота сети 50 *гц*. Мощность $P = 7200$ *квт*; к. п. д. $\eta = 0{,}94$; сверхпереходное реактивное сопротивление $x_d'' = 17{,}3\%$; номинальная скорость вращения $n = 375$ *об/мин*; $W_{aa} = 900$ *см*³; $W_{ai} = 1310$ *см*³; $\lambda = 68/127 = 0{,}535$; $f_k\,(0{,}535) = 0{,}31$; $f_n\,(0{,}535) = 0{,}39$.

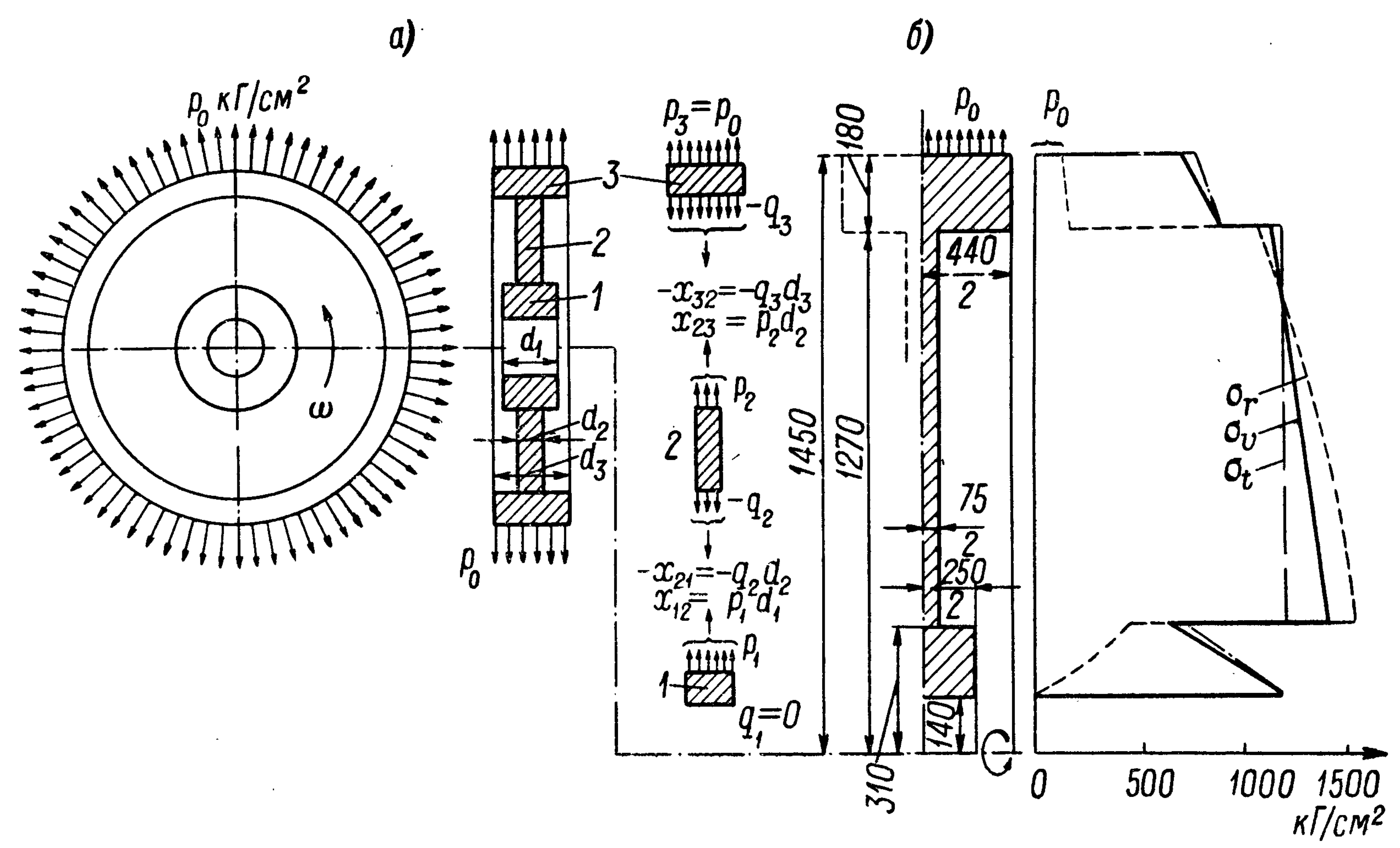


Рис. 10-26. Дисковый ротор, рассматриваемый как составленный из отдельных кольцевых дисков

Номинальный вращающий момент на валу [см. также уравнение (1-1а)]

$$M = \frac{97\,400P}{\eta n} = \frac{97\,400 \cdot 7200}{0{,}94 \cdot 375} = 1{,}99 \cdot 10^6 \ кГ \cdot см,$$

где M — в *кГ·см*; P — в *квт*; n — в *об/мин*.

При коротком замыкании на зажимах между двумя фазами на вал действует изменяющийся во времени вращающий момент, который с хорошим приближением может быть выражен при $k = 1$ (трехфазный генератор) следующей формулой [см. уравнение (11-8)]:

$$M_k(t) = \frac{M}{x_d''}\left[\sin(2\pi \cdot 50t) - \frac{1}{2}\sin(2\pi \cdot 100t)\right].$$

При наибольшем значении выражения в скобках, равном 1,30, пиковая величина вращающего момента короткого замыкания

$$M_k = M\,\frac{1{,}30}{0{,}173} = M \cdot 7{,}50 = 1{,}99 \cdot 10^6 \cdot 7{,}50 = 1{,}49 \cdot 10^7 \ кГ \cdot см; \quad (10\text{-}60а)$$

$$M_a = \frac{1{,}49 \cdot 10^7}{8}\,0{,}31 = 5{,}79 \cdot 10^5 \ кГ \cdot см;$$

$$M_i = \frac{1{,}49 \cdot 10^7}{8} = 0{,}39 = 7{,}28 \cdot 10^5 \ кГ \cdot см. \quad (10\text{-}60б)$$

Искомые напряжения у кромок спицы при коротком замыкании:

$$\sigma_{aa} = \pm 5{,}79 \cdot 10^5/900 = \pm 645 \ кГ/см^2; \qquad (10\text{-}61а)$$

$$\sigma_{ai} = \pm 7{,}28 \cdot 10^5/1310 = \pm 555 \ кГ/см^2 \qquad (10\text{-}61б)$$

и в ободе:

$$\sigma_{ka} = \pm 5{,}79 \cdot 10^5/8160 = \pm 71 \ кГ/см^2; \qquad (10\text{-}62а)$$

$$\sigma_{ki} = \pm 5{,}79 \cdot 10^5/7470 = \pm 78 \ кГ/см^2. \qquad (10\text{-}62б)$$

Соответствующие значения для номинального вращающего момента, очевидно, в 7,5 раза меньше.

Б. Дисковые роторы. Роторные пластины, насаженные непосредственно на вал горячей посадкой с натягом или расположенные между двумя хвостовинами вала, могут рассматриваться как дисковое колесо. В отличие от колес со спицами соединение между ободом и втулкой осуществляется не отдельными спицами, а цельными дисковыми кольцами (рис. 10-26), причем можно себе представить, что колесо составлено из отдельных дисков разных размеров (см. рис. 3-2, 9-7).

1. Обозначения:

G_p — вес полюсов, *кГ*;

r_p — средний радиус полюсов, *см*;

Z_p — центробежная сила полюсов, *кГ*;

r_a, r_i — наружный и внутренний радиусы кольцевого диска, *см*;

d — толщина кольцевого диска, *см*;

$p \ (\equiv \sigma_{ra})$, $q \ (\equiv \sigma_{ri})$ — нагрузка по наружной и внутренней кромкам кольцевого диска (радиальное напряжение), *кГ/см*²;

X_{mn} — радиальная сила на единицу длины между двумя стыкующимися кольцевыми дисками номеров m и n, *кГ/см*;

$\sigma_a \ (\equiv \sigma_{ta})$, $\sigma_i \ (\equiv \sigma_{ti})$ — тангенциальные напряжения у наружной и внутренней кромок кольцевого диска, *кГ/см*²;

σ_v — эквивалентное (приведенное) напряжение, *кГ/см*²;

α_{jk}[1] — коэффициент влияния тангенциального напряжения;

β_{jk}[1] — коэффициент влияния радиального расширения, *см*³/*кГ*;

u_{jk}[1] — радиальное расширение, *см*;

$k = r_i/r_a$ — отношение;

$c = \gamma\omega^2/g = \rho\omega^2$ — отношение, *кГ/см*⁴;

$\gamma/g = \rho$ — плотность материала, *кГ·сек*²/*см*⁴;

$\omega = n\pi/30$ — угловая скорость, 1/*сек*;

n, n_s — номинальная и угонная скорости вращения, *об/мин*;

E — модуль упругости, *кГ/см*²;

ν — коэффициент Пуассона (для стали $\nu = 0{,}3$).

[1] Индекс j означает i, a; индекс k означает p, q, z.

2. Дисковое кольцо или кольцевой диск постоянной толщины с нагрузкой, равномерно распределенной по окружности. Нагрузка дискового кольца толщиной d (табл. 10-5) складывается из направленных радиально нагрузок p и q, а также из собственной центробежной силы z при угловой скорости ω. Тангенциальные напряжения, а также радиальные деформации u на внутренней и наружной кромках должны рассчитываться по формулам табл. 10-5 для плоского напряженного состояния. Отдельные влияющие факторы (p, q, z) могут в своем действии взаимно налагаться.

Численный пример. Вращающийся кольцевой диск из стали с заданной нагрузкой по наружной кромке.

Заданы: $p = 178$ *кГ/см²*; $q = 0$; $r_a = 127$; $r_i = 31$ *см*; $n = 750$ *об/мин*; $\gamma = 7{,}85 \cdot 10^{-3}$ *кГ/см³*; $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ *кГ/см²*; $\nu = 0{,}3$; $d = 7{,}5$ *см*.

Рассчитываются:

$$k = r_i/r_a = 31/127 = 0{,}244; \quad \omega = 750\pi/30 = 78{,}5 \ 1/сек;$$

$$c = \gamma\omega^2/g = 7{,}85 \cdot 10^{-3} \cdot 78{,}5^2/981 = 0{,}0492 \ кГ/см^4,$$

по табл. 10-5:

$$\sigma_i = \alpha_{ip}p + \sigma_{iz}; \quad u_i = \beta_{ip}p + u_{iz};$$

$$\sigma_a = \alpha_{ap}p + \sigma_{az}; \quad u_a = \beta_{ap}p + u_{az};$$

$$\alpha_{ip} = 2/(1 - k^2) = 2/(1 - 0{,}244^2) = 2{,}13;$$

$$\alpha_{ap} = \frac{1 + k^2}{1 - k^2} = \frac{1 + 0{,}244^2}{1 - 0{,}244^2} = 1{,}13;$$

$$\sigma_{iz} = cr_i^2 \frac{1}{4}\left(\frac{3+\nu}{k^2} + 1 - \nu\right) = 0{,}0492 \cdot 31^2 \frac{1}{4}\left(\frac{3+03}{0{,}244^2} + 1 - 0{,}3\right) = 663 \ кГ/см^2;$$

$$\sigma_{az} = cr_a^2 \frac{1}{4}[k^2(3+\nu) + 1 - \nu] =$$

$$0{,}0492 \cdot 127^2 \frac{1}{4}[0{,}244^2(3 + 0{,}3) + 1 - 0{,}3] = 177 \ кГ/см^2;$$

$$E\beta_{ip} = r_i \frac{2}{1 - k^2} = 31 \frac{2}{1 - 0{,}244^2} = 66 \ см;$$

$$E\beta_{ap} = r_a\left(\frac{1+k^2}{1-k^2} - \nu\right) = 127\left(\frac{1 + 0{,}244^2}{1 - 0{,}244^2} - 0{,}3\right) = 105 \ см;$$

$$Eu_{iz} = cr_i^3 \frac{1}{4}\left(\frac{3+\nu}{k^2} + 1 - \nu\right) =$$

$$= 0{,}0492 - 31^3 \frac{1}{4}\left(\frac{3 + 0{,}3}{0{,}244^2} + 1 - 0{,}3\right) = 20\,500 \ кГ/см;$$

$$Eu_{az} = cr_a^3 \frac{1}{4}[(3+\nu)k^2 + 1 - \nu] = 0{,}0492 \cdot 127^3 \frac{1}{4}[(3 + 0{,}3) \cdot 0{,}244^2 + 1 - 0{,}3] =$$

$$= 22\,550 \ кГ/см;$$

$$\sigma_i = 2{,}13 \cdot 178 + 663 = 1040 \ кГ/см^2; \quad \sigma_a = 1{,}13 \cdot 178 + 177 = 380 \ кГ/см^2;$$

$$Eu_i = 66 \cdot 178 + 20\,500 = 32\,250 \ кГ/см; \quad Eu_a = 105 \cdot 178 + 22\,550 = 41\,250 \ кГ/см;$$

$$u_i = 32\,250/(2{,}1 \cdot 10^6) = 0{,}0153 \ см; \quad u_a = 41\,250/(2{,}1 \cdot 10^6) = 0{,}0196 \ см.$$

Таблица 10-5. **Напряжения, деформации и коэффициенты влияния для кольцевого диска**
(плоское напряженное состояние)

$k = \frac{r_i}{r_a}$ $c = \frac{\gamma}{g}\omega^2$

Напряжения (+ растяжение, — сжатие)	Деформации (положительная наружу)
$\sigma_i = \alpha_{ip}p + \alpha_{iq}q + \sigma_{iz}$ $\sigma_a = \alpha_{ap}p + \alpha_{aq}q + \sigma_{az}$	$u_i = \beta_{ip}p + \beta_{iq}q + u_{iz}$ $u_a = \beta_{ap}p + \beta_{aq}q + u_{az}$

Нагрузка	Внутренняя кромка	Наружная кромка	Внутренняя кромка	Наружная кромка
p (наружная кромка)	$\alpha_{ip} = \frac{2}{1-k^2}$	$\alpha_{ap} = \frac{1+k^2}{1-k^2}$	$\beta_{ip} = \frac{r_i}{E}\cdot\frac{2}{1-k^2}$	$\beta_{ap} = \frac{r_a}{E}\left(\frac{1+k^2}{1-k^2} - \nu\right)$
q (внутренняя кромка)	$\alpha_{iq} = \frac{1+k^2}{1-k^2}$	$\alpha_{aq} = \frac{2k^2}{1-k^2}$	$\beta_{iq} = \frac{r_i}{E}\left(\frac{1+k^2}{1-k^2} + \nu\right)$	$\beta_{aq} = \frac{r_a}{E}\cdot\frac{2k^2}{1-k^2}$
z (центробежная сила)	$\sigma_{iz} = cr_i^2\frac{1}{4}\left(\frac{3+\nu}{k^2} + 1 - \nu\right)$	$\sigma_{az} = cr_a^2\frac{1}{4}[(3+\nu)k^2 + 1 - \nu]$	$u_{iz} = \frac{cr_i^3}{E}\cdot\frac{1}{4}\times\left(\frac{3+\nu}{k^2} + 1 - \nu\right)$	$u_{az} = \frac{cr_a^3}{E}\cdot\frac{1}{4}\times[(3+\nu)k^2 + 1 - \nu]$

3. Дисковое колесо, составленное из отдельных дисков постоянной толщины, с нагрузкой, равномерно распределенной по окружности. Представим себе вместо колеса с переменной толщиной колесо, состоящее из отдельных кольцевых дисков постоянной толщины. Влияние взаимно стыкующихся дисков может быть выражено радиальными силами X, распределенными по периметру дисков. Эти краевые силы вначале неизвестны (статически неопределимая задача). Для решения необходимо знать радиальную деформацию колец в стыках под действием неизвестных пока сил. Таким образом, для n отдельных дисков получается n—1 уравнений, которые достаточны для определения n—1 неизвестных X. С помощью приведенных в табл. 10-5 формул расчет производится просто и наглядно. В качестве примера рассмотрим дисковое колесо, которое можно представить себе состоящим из трех отдельных дисков с номерами 1, 2 и 3, по наружному краю колеса действует нагрузка p, вызываемая центробежными силами полюсов. На отдельных составляющих дисках действуют окружные напряжения p_i и q_i, где $i = 1, 2, 3$,[1] по рис. 10-26. По условию равновесия действующие по окружности силы двух стыкующихся колец равны по величине, но направлены противоположно, так что можно написать следующие уравнения:

$$X_{12} = -X_{21};\ X_{23} = -X_{32}, \tag{10-63}$$

или

$$X_{12} = p_1 d_1 = -q_2 d_2;\ X_{23} = p_2 d_2 = -q_3 d_3, \tag{10-64}$$

или также

$$\left.\begin{aligned} p_1 = X_{12}/d_1;\ q_2 = -X_{12}/d_2; \\ p_2 = X_{23}/d_2;\ q_3 = -X_{23}/d_3. \end{aligned}\right\} \tag{10-65}$$

Далее, радиальные деформации смежных колец должны быть одинаковыми в местах сопряжений 1—2 и 2—3. Справедливы уравнения совместности деформаций:

$$u_{a1} = u_{i2};\ u_{a2} = u_{i3} \tag{10-66}$$

или в развернутом виде (см. табл. 10-5):

$$\beta_{ap1} p_1 + \beta_{aq1} q_1 + u_{az1} = \beta_{ip2} p_2 + \beta_{iq2} q_2 + u_{iz2}; \tag{10-67}$$

$$\beta_{ap2} p_2 + \beta_{aq2} q_2 + u_{az2} = \beta_{ip3} p_3 + \beta_{iq3} q_3 + u_{iz3}. \tag{10-68}$$

С учетом условий равновесия и соответствующих краевых условий $p_3 = p_0$; $q_1 = 0$ получается следующая система уравнений для определения двух неизвестных радиальных сил X_{12} и X_{23}:

$$\left(\beta_{ap1} \frac{1}{d_1} + \beta_{iq2} \frac{1}{d_2}\right) X_{12} - \beta_{ip2} \frac{1}{d_2} X_{23} = u_{iz2} - u_{az1}; \tag{10-69}$$

$$-\beta_{aq2} \frac{1}{d_2} X_{12} + \left(\beta_{ap2} \frac{1}{d_2} + \beta_{iq3} \frac{1}{d_3}\right) X_{23} = u_{iz3} - u_{az2} + \beta_{ip3} p_0. \tag{10-70}$$

[1] Индексы указывают номера отдельных дисков

Используя их, можно рассчитать нагрузки отдельных дисковых колец по формулам табл. 10-5. В местах предполагаемых стыков колец можно определить эквивалентное напряжение в соответствии с GE-гипотезой по формуле

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_r \sigma_t}$$

для плоского нормального напряженного состояния, если для σ_r подставлять радиальное напряжение p или q, а для σ_t — соответствующее тангенциальное напряжение. Приведенный метод прост, он требует в основном решения систем линейных уравнений и, как правило, хорошо пригоден для расчета дисковых колес, мысленно подразделенных на небольшое число дисковых колец. Симметричные колеса, имеющие в меридиональной плоскости различную форму (рис. 10-27), могут быть преобразованы для расчета в дисковые колеса с помощью соответствующим образом описанных ступенчатых кривых. Приближение будет тем точнее, чем лучше выбранные ступени соответствуют действительной форме диска.

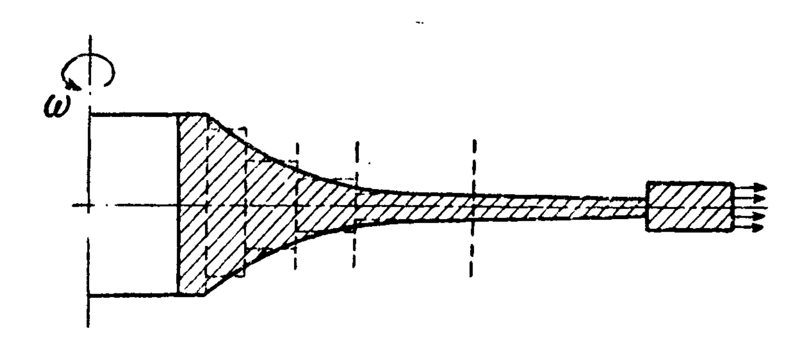


Рис. 10-27. Дисковый ротор переменной толщины

Для дисковых колес, состоящих из многочисленных отдельных дисков, а также колес с произвольными симметричными формами при пользовании описанным методом приходится решать системы многих уравнений, для чего целесообразно применять вычислительные машины. Для особых форм дисков с аналитически заданными меридиональными кривыми разработаны специальные методы расчета.[1]

Численный пример. Вращающееся дисковое колесо из стали, состоящее из трех колец, со следующими размерами и характеристиками (рис. 10-26, *б*) (предполагается равномерная нагрузка по наружной периферии, вызываемая центробежными силами полюсов):

$r_p = 152$ *см*;	$d_1 = 25$ *см*;	$G_p = 6580$ *кГ*;
$r_a = 145$ *см*;	$d_2 = 7{,}5$ *см*;	$n_s = 750$ *об/мин*;
$r_{i3} = r_{a2} = 127$ *см*;	$d_3 = 44$ *см*;	$E = 2{,}1 \cdot 10^6$ *кГ/см²*;
$r_{i2} = r_{a1} = 31$ *см*;	$\nu = 0{,}3$;	
$r_{i1} = 14$ *см*;	$\gamma = 7{,}85 \cdot 10^{-3}$ *кГ/см³*.	

Отсюда

$$\omega = 750\pi/30 = 78{,}5\ 1/сек;$$

$$c = \frac{7{,}85 \cdot 10^{-3}}{981} 78{,}5^2 = 0{,}0492\ кГ/см^4;$$

$$Z_p = \frac{G_p}{g} \omega^2 r_p = \frac{6580}{981} 78{,}5^2 \cdot 152 = 6{,}27 \cdot 10^6\ кГ;$$

[1] Biezeno C. B., Grammel R. Technische Dynamik. 2. Aufl., Bd. 1 u. 2. Springer, 1953.

$$p_0 = \frac{Z_p}{2r_{a3}\pi d_3} = \frac{6{,}27\cdot 10^6}{2\cdot 145\pi\cdot 44} = 156\ кГ/см^2 = p_3;$$

$$k_1 = 14/31 = 0{,}452;\ k_1^2 = 0{,}204;\ k_2 = 31/127 = 0{,}244;\ k_2^2 = 0{,}0596;$$

$$k_3 = 127/145 = 0{,}877;\ k_3^2 = 0{,}767,$$

и по табл. 10-5:

$\alpha_{ip1} = 2{,}51$	$\alpha_{ap1} = 1{,}51$	—	$E\beta_{ap1} = 31\cdot 1{,}21 = 37{,}5\ см$
$\alpha_{ip2} = 2{,}13$	$\alpha_{ap2} = 1{,}13$	$E\beta_{ip2} = 31\cdot 2{,}13 = 66{,}0\ см$	$E\beta_{ap2} = 127\cdot 0{,}83 = 105{,}4\ см$
$\alpha_{ip3} = 8{,}59$	$\alpha_{ap3} = 7{,}59$	$E\beta_{ip3} = 127\cdot 8{,}59 = 1091\ см$	—
$\alpha_{iq2} = 1{,}13$	$\alpha_{aq2} = 0{,}13$	$E\beta_{iq2} = 31\cdot 1{,}43 = 44{,}3\ см$	$E\beta_{aq2} = 127\cdot 0{,}13 = 16{,}5\ см$
$\alpha_{iq3} = 7{,}59$	$\alpha_{aq3} = 6{,}59$	$E\beta_{iq3} = 127\cdot 7{,}89 = 1002\ см$	—
$\sigma_{iz1} = 9{,}65\cdot 4{,}22 = 40{,}6\ кГ/см^2$	$\sigma_{az1} = 47{,}2\cdot 0{,}34 = 16{,}05\ кГ/см^2$	—	$Eu_{az1} = 14640\cdot 0{,}34 = 4980\ кГ/см$
$\sigma_{iz2} = 47{,}2\cdot 14 = 660{,}8\ кГ/см^2$	$\sigma_{az2} = 791\cdot 0{,}22 = 174\ кГ/см^2$	$Eu_{iz2} = 1464 \times 14 = 20500\ кГ/см$	$Eu_{az2} = 1{,}024\times 10^5\cdot 0{,}22 = 22550\ кГ/см$
$\sigma_{iz3} = 791\cdot 1{,}25 = 989\ кГ/см^2$	$\sigma_{az3} = 1030\cdot 0{,}807 = 833\ кГ/см^2$	$Eu_{iz3} = 1{,}024 \times 10^5\cdot 1{,}25 = 128000\ кГ/см$	—

При подстановке соответствующих значений в систему уравнений для X получаем:

$$\left(\frac{37{,}5}{25} + \frac{44{,}3}{7{,}5}\right) X_{12} - \frac{66{,}0}{7{,}5} X_{23} = 20\,500 - 4980; \qquad (10\text{-}69)$$

$$-\frac{16{,}5}{7{,}5} X_{12} + \left(\frac{105{,}4}{7{,}5} + \frac{1002}{44}\right) X_{23} = $$

$$= 128\,000 - 22\,550 + 1091\cdot 156. \qquad (10\text{-}70)$$

Решение системы уравнений дает радиальные силы: $X_{12} = 11\,800\ кГ/см$; $X_{23} = 8190\ кГ/см$ и радиальные напряжения:

$$\left.\begin{aligned} p_1 &= 11\,800/25 = 470\ кГ/см^2;\ p_2 = 8190/7{,}5 = 1090\ кГ/см^2; \\ q_2 &= -(11\,800/7{,}5) = -1570\ кГ/см^2;\ q_3 = -(8190/44) = -185\ кГ/см^2. \end{aligned}\right\} \quad (10\text{-}65)$$

Отсюда можно рассчитать тангенциальные напряжения:

$$\sigma_{i1} = 2{,}51\cdot 472 + 40{,}6 = 1230\ кГ/см^2;\ \sigma_{a1} = 1{,}51\cdot 472 + 16{,}05 = 730\ кГ/см^2;$$

$$\sigma_{i2} = 2{,}13\cdot 1092 + 1{,}31\,(-1572) + 662 = 1210\ кГ/см^2;$$

$$\sigma_{a2} = 1{,}13\cdot 1092 + 0{,}13\,(-1572) + 174 = 1200\ кГ/см^2;$$

$$\sigma_{i3} = 8{,}59\cdot 156 + 7{,}59\,(-186) + 989 = 920\ кГ/см^2;$$

$$\sigma_{a3} = 7{,}59\cdot 156 + 6{,}59\,(-186) + 833 = 790\ кГ/см^2.$$

При этом эквивалентные напряжения округленно будут составлять (в $кГ/см^2$)

		σ_t	σ_r	σ_v
Диск № 1	внутренний край	1230	0	1230
	наружный край	730	470	640
Диск № 2	внутренний край	1210	1570	1425
	наружный край	1200	1090	1150
Диск № 3	внутренний край	920	185	885
	наружный край	790	155	725

Характер изменения напряжений показан на рис. 10-26, *б*.

4. Дисковое колесо или кольцевой диск постоянной толщины с нагрузкой, неравномерно распределенной по окружности. Нагрузка вращающегося явнополюсного ротора распределяется по окружности, как правило, неравномерно, так как центробежные силы полюсов прилагаются к наружной окружности ротора в виде единичных сил (рис. 10-28) или по крайней мере в виде отдельных нагрузок, распре-

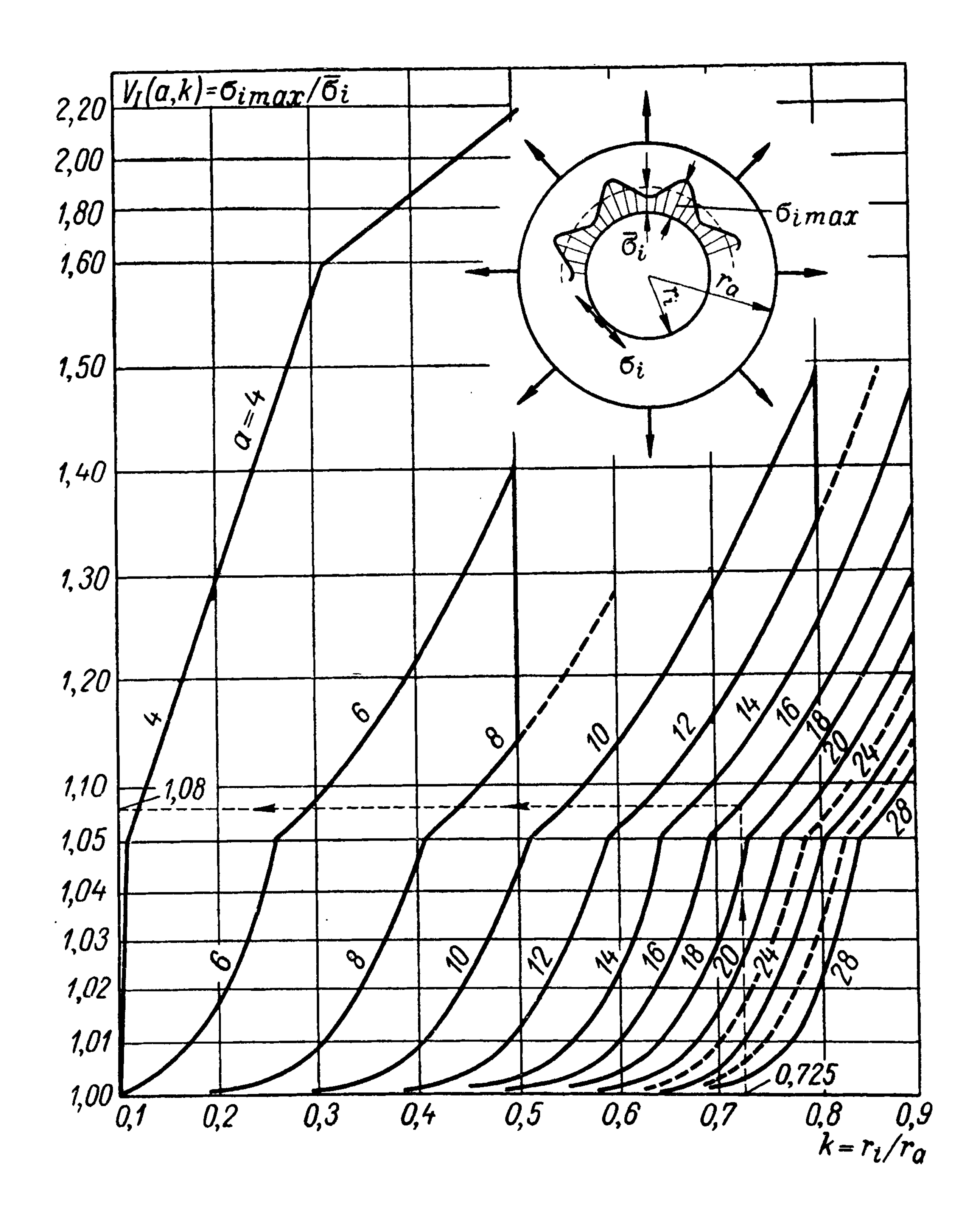


Рис. 10-28. Кольцевой диск с нагрузкой в виде единичных сил на наружной окружности

а — число единичных сил

деленных по определенным участкам окружности (рис. 10-29). Вследствие этого тангенциальное напряжение на внутренней расточке распределяется по окружности уже не равномерно, а зависит от углового положения рассматриваемой точки между полюсами. Если уподобить явнополюсный ротор кольцевому диску, то можно [1] определять максимальное тангенциальное напряжение с помощью коэффициента увеличения V, на который необходимо помножить среднее тангенциаль-

[1] Kellenberger W. Tabelle der größter Randspannung einer Kreisringscheibe mit äquidistanten Einzellasten. Schwiez. Bauzeitung 76, 1958, 40, S. 598—600; 1958, 44, S. 661.

ное напряжение $\sigma_i = \sigma_i$, чтобы получить максимальное напряжение $\sigma_{i\max}$. При этом будет

$$\sigma_{i\max} = V \cdot \bar{\sigma}_i. \tag{10-71}$$

Здесь $\bar{\sigma}_i$ — напряжение, которое получается в предположении, что силы полюсов действуют как равномерно распределенные по окруж-

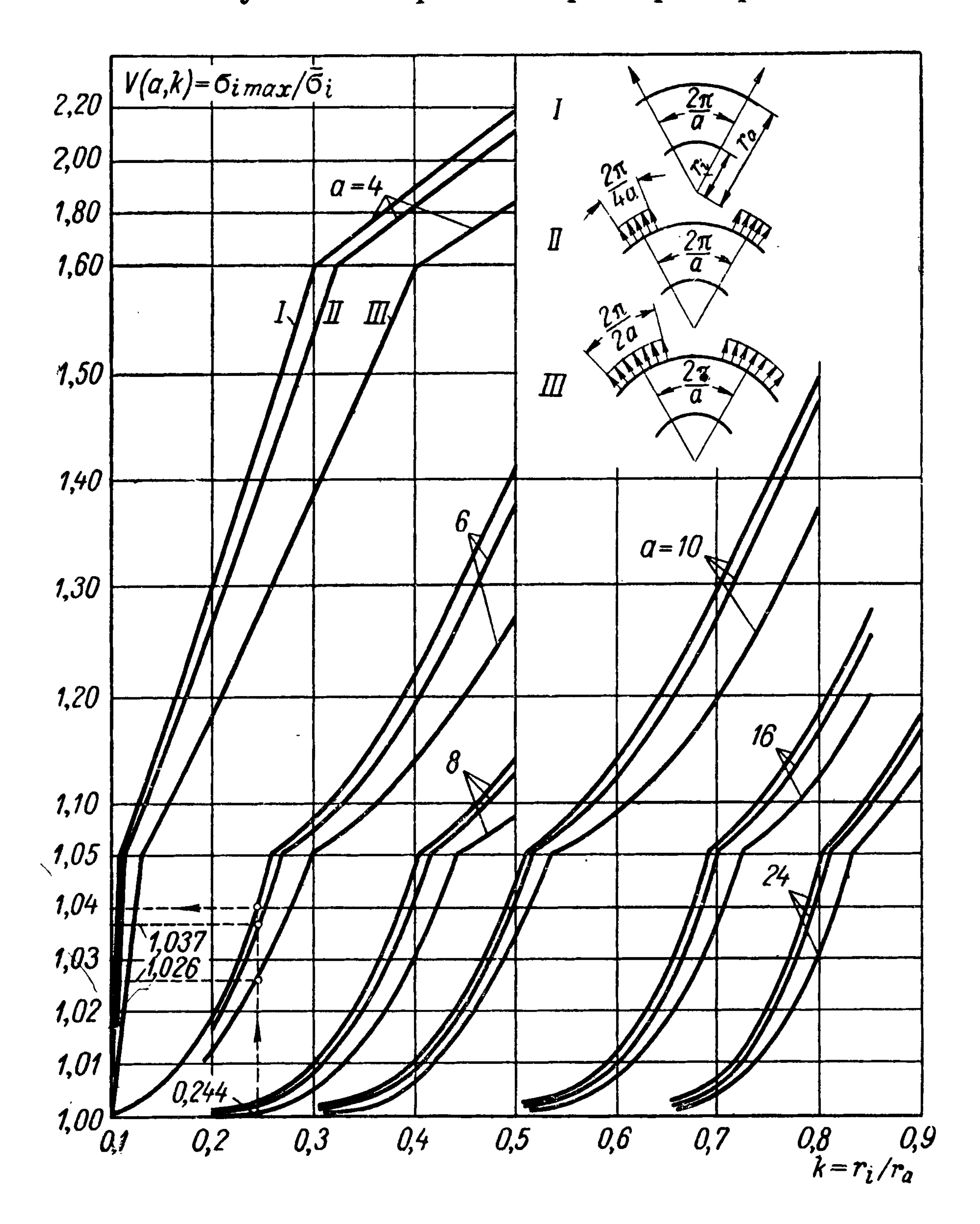


Рис. 10-29. Кольцевой диск с различными периодическими нагрузками по окружности

a — число единичных сил (для *I*) и число нагрузок по отдельным участкам (для *II* и *III*)

ности, и, следовательно, согласно табл. 10-5 это напряжение определяется по уравнению

$$\bar{\sigma}_i = \alpha_{ip} p, \ \alpha_{ip} = \frac{2}{1 - (r_i/r_a)^2}. \tag{10-72}$$

Множитель $V(a, k)$, который выражает отношение максимального напряжения к среднему, рассчитан на рис. 10-28 для единичных нагрузок и дополнительно на рис. 10-29 для двух видов нагрузок, распределенных по отдельным участкам. Этот множитель зависит от числа нагрузок a и от отношения радиусов кольцевого диска $k = r_i/r_a$.

Численный пример. Пусть вращающийся кольцевой диск по примеру в п. 2 (стр. 347) испытывает воздействие не равномерно распределенной наружной нагрузки p, а 6 единичных сил. При $k = r_i/r_a = 0{,}244$ из рис. 10-28 или 10-29 определяется коэффициент увеличения V_I (6; 0,244) $=$ $= 1{,}040$.

Влияние нагрузки в виде отдельных (единичных) сил вместо равномерно распределенной нагрузки составляет только 4,0%. Если бы мы ввели в расчет нагрузки по отдельным участкам типа *II* или *III*, то из рис. 10-29 получились бы коэффициенты увеличения V_{II} (6; 0,244) $= 1{,}037$ и V_{III}(6; 0,244) $= 1{,}026$.

Незначительное влияние во всех трех случаях объясняется благоприятным отношением радиусов.

Имеющее определяющее значение тангенциальное напряжение на внутренней расточке вращающегося кольцевого диска в случае действия отдельных (единичных) сил по окружности (см. пример в п. 2) составляет $\sigma_i = V_I(6; 0{,}244) \times \alpha_{ip} p + \sigma_{iz} = 1{,}040 \cdot 2{,}13 \cdot 178 + 663 = 1060$ $\kappa\Gamma/\text{см}^2$, причем второй член выражает влияние собственной центробежной силы диска (63%). В сравнении с результатом для равномерно распределенной по окружности нагрузки $\sigma_i = 1040$ $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ разница для данного случая оказывается незначительной.

В. Расчет ободов роторов, шихтованных из отдельных сегментов («цепная» конструкция).

1. Обозначения:

s — длина сегмента, *см*;

u — нахлестка, *см*;

$\bar{u} = u/s$; (< 1) — перешихтовка (относительная нахлестка), например, $\bar{u} = 1/2$; $2/3$; $3/4$; ... ; $3/5$, $5/7$ ... ;

$\ddot{u} = s - u$ — перекрыша, *см*;

A_u ($\approx \ddot{u}h$) — площадь перекрыши, *см*^{2};

d — толщина листов, *см*;

h_0 — высота сегмента (радиальная), *см*;

h ($< h_0$) — несущая высота сегмента, *см*;

b_0 — эффективная ширина обода, *см*;

$b = dz$ — расчетная ширина обода, *см*;

z_0 — эффективное число слоев стали;

$z = nm$ — расчетное число слоев стали (n — целое число);

$A_0 = dz_0h_0$ — эффективное поперечное сечение обода, *см*^{2};

$A = dzh$ — расчетное поперечное сечение обода, *см*^{2};

$A^* = \bar{u}A$ — несущее поперечное сечение обода, *см*^{2} ($\bar{u} < 1 \rightarrow A^* < A$);

D — диаметр болтов, *см*;

$A_B = D^2\pi/4$ — поперечное сечение одного болта, *см*^{2};

α — число рядов болтов на перекрышу;

β — число болтов в радиальном луче (ряду);

$T = zK$ — растягивающее усилие в ободе (тангенциальная сила), $\kappa\Gamma$;

F — максимальное растягивающее усилие в сегменте, $\kappa\Gamma$;

S — максимальная срезывающая сила в болте, $\kappa\Gamma$;

L — максимальная сила взаимодействия между стенками отверстия и болтом, $\kappa\Gamma$;

σ — максимальное напряжение при растяжении сегмента, $\kappa\Gamma/\text{см}^2$;

$\tau = 4S/\pi D^2$ — максимальное напряжение сдвига в болте, *кГ/см*²;

$\sigma_l = L/Dd$ — максимальное давление со стороны болта на стенки отверстия, *кГ/см*²;

μ — коэффициент трения между сегментами.

2. *Синхронные машины.* Для шихтованных ободов роторов синхронных машин с явновыраженными полюсами применяется листовая сталь толщиной иногда 1 *мм*, но в большинстве случаев 2 *мм*. Отдельные листы, так называемые сегменты, располагаются с уступом на $^1/_2$, 1, 2, (3), но в большинстве случаев на одно полюсное деление (рис. 10-30, *а*). Их относительное смещение может быть поступательным в одном направлении, так что кривая стыков по окружности будет иметь спиралеобразную ступенчатую форму, или же попеременным вперед и назад, так что по окружности образуется зигзагообразная ступенчатая кривая (рис. 10-30, *б*). Второй вид взаимного смещения является более дорогим в изготовлении, так как требует повышенного внимания и поэтому более длительного сборочного времени. Листы, из которых штампуются сегменты, имеют наибольший размер 2,0 × × 5,0 *м*. Для того чтобы добиться экономичной резки с малыми отходами, длина сегментов ограничивается 2 *м* (рис. 10-30, *в*). Минимальная длина должна быть не менее двух полюсных делений, для того чтобы обеспечивалась достаточная жесткость обода на изгиб.

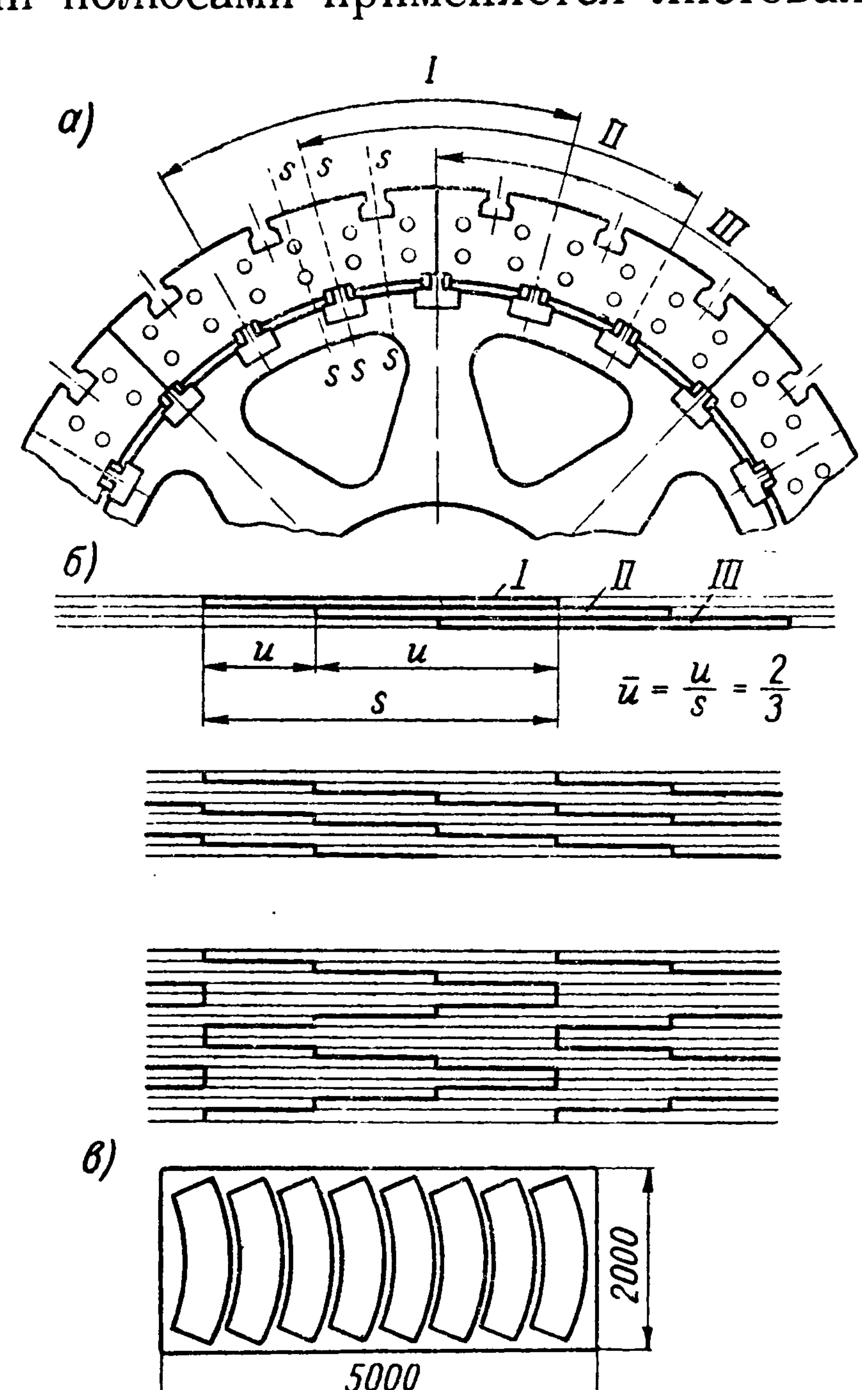


Рис. 10-30. Шихтованный обод явнополюсного ротора: *а* — перешихтовка; *б* — поступательная и попеременно-симметричная перешихтовка; *в* — раскрой листа

Для сборки сегментов в обод применяются неизолированные стальные болты. На небольших и тихоходных машинах стяжные болты вставляются в выштампованные в листах отверстия и при сборке пакета сегментов им придается аксиальный предварительный затяг, благодаря этому центробежная сила может восприниматься только за счет трения сегментов, причем измерения показали величину коэффициента трения порядка $\mu = 0{,}1 \div 0{,}2$. У больших и быстроходных машин одного трения уже недостаточно для восприятия центробежных сил и должны применяться призонные болты, которые при отсутствии трения нагружаются на срез давлением стенок отверстий в сегментах. При недостаточных силах трения принято вести расчет ис-

ключительно на несущую способность призонных болтов и рассматривать силы трения в качестве «скрытого» резерва. При этом надежном способе расчета для сегментов могут допускаться высокие нагрузки. Приняты приблизительно следующие величины:

Допустимое напряжение при растяжении сегментов	$\sigma_{доп} = 0{,}7\,\sigma_S$
Допустимое напряжение смятия в стенках отверстий и болтах	$\sigma_{l доп} = 1{,}0\,\sigma_S$
Допустимое напряжение среза болтов	$\tau_{доп} = 0{,}2\,\sigma_S/\sqrt{3}$

При растяжении сегмента определяющее значение имеет наиболее слабое поперечное сечение s—s (рис. 10-30, *а*). Ослабление обусловливается либо полюсным креплением, либо радиальным рядом болтов, либо вырезом для тангенциальной шпонки между спицей и ободом.

Соотношения сил при передаче тангенциального растягивающего усилия Z в ободе, вызываемого центробежными силами полюсов и обода, приведены на рис. 10-31. Трение при этом не учитывается. Простоты ради изображено только m сегментов с перешихтовкой $\bar{u} = (m-1)/m$. При числе слоев (сегментов) $z = nm$ (n — целое число) цикл взаимодействия сил повторяется n раз. Если n — нецелое число, то соотношения слегка нарушаются. Практически n — всегда большое число, так что «избыточные» сегменты можно без существенного снижения точности расчета не учитывать.

Пример. Пусть перешихтовка составляет $\bar{u} = 2/3$ и, следовательно, $m = 3$. Применяется $z_0 = 158$ слоев листов (сегментов), отсюда получается $n_0 = z_0/m = 158/3 = 52{,}7$ (нецелое нечетное число). Принимаем $n = 52$, причем в расчете будет фигурировать $z = nm = 52\cdot 3 = 156$ слоев. Таким образом, два избыточных сегмента не учитываются, что повышает надежность.

Для z слоев максимальные растягивающие усилия, получающиеся в сегментах, силы сдвига в болтах и силы взаимодействия между стенками отверстия и болтом обобщены в табл. 10-6. Если в радиальном луче имеется β болтов, то сила сдвига в болтах и сила взаимодействия между стенками отверстий и болтами уменьшаются в $1/\beta$ раз.

Из рис. 10-31 и табл. 10-6 можно установить следующие заслуживающие внимания особенности конструкции:

1. Приведенный характер изменения сил справедлив только при том условии, что слои сегментов между двумя болтами передают одинаковые составляющие усилия и, следовательно, болты не перекашиваются.

2. Как можно легко убедиться из рис. 10-31, условие 1 выполняется до тех пор, пока предусматривается не более двух рядов болтов на перекрышу. Растягивающие усилия в каждом сечении в слоях сегментов одинаковы, вследствие чего при равной толщине листов одинаковы также и результирующие напряжения.

3. Если имеется больше двух рядов болтов на перекрышу, то не все болты подвергаются одинаковым нагрузкам. С повышением жесткости зажатия болтов крайние болты берут на себя бо́льшую нагрузку и разгружают средние болты, причем смежные участки сегментов в соответствии с действующими в них неодинаковыми силами растяги-

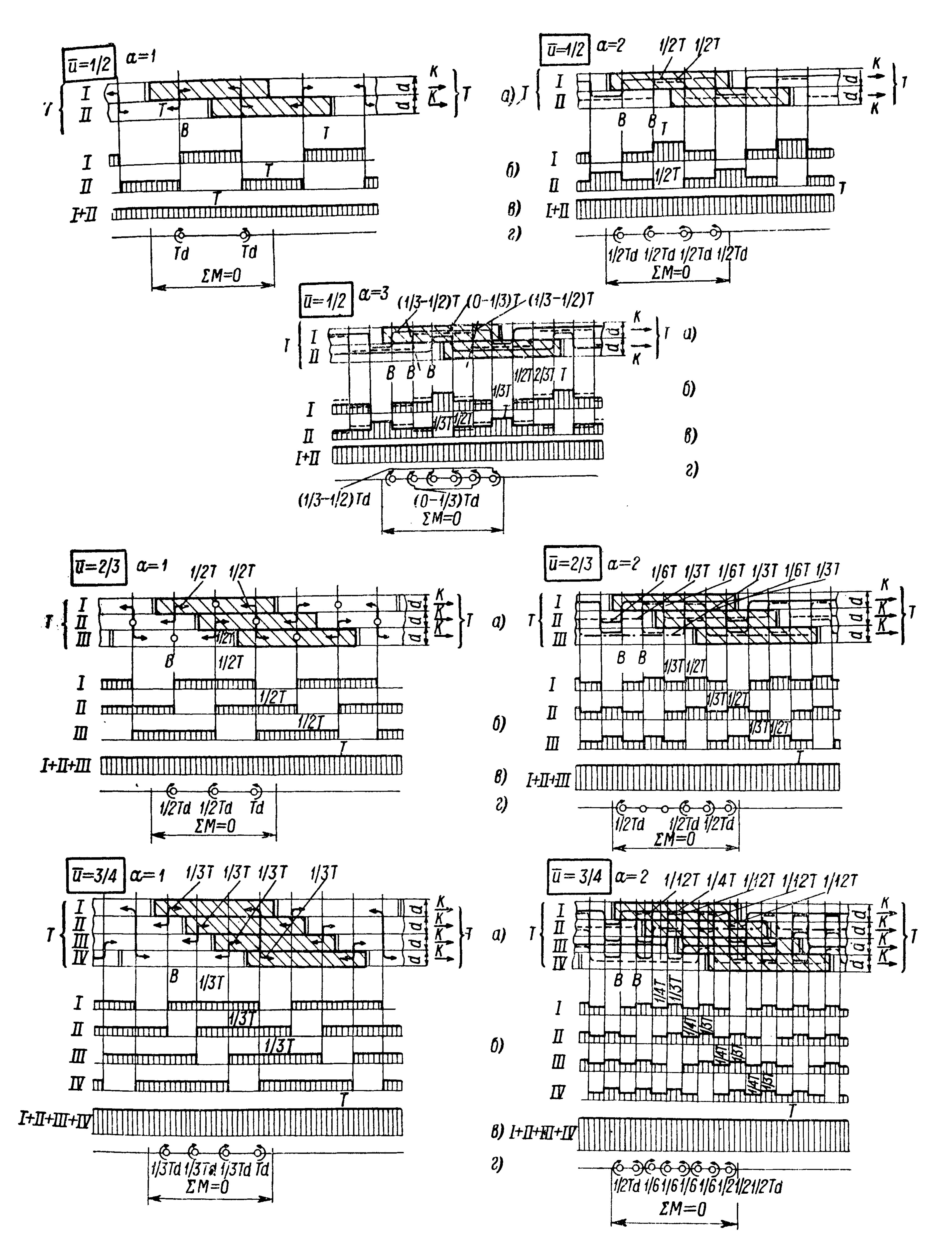


Рис. 10-31. Распределение сил в шихтованном пакете сегментов. Тангенциальное тяговое усилие передается болтами (трение между листами не учитывается). Перешихтовка $\overline{u} = 1/2$, $2/3$, $3/4$. Число рядов болтов на перекрышу $\alpha = 1$; 2; 3; *а* — распределение стыков в пакете; *б* — распределение сил в отдельном сегменте; *в* — распределение сил в пакете; *г* — распределение моментов в пакете

——— — жестко затянутые болты; — — — — — слабо затянутые болты

Таблица 10-6. **Соотношения сил в шихтованном ободе при различной перешихтовке и разном числе болтов** (см. рис. 10-31)

$T = zK$	Число болтов на перекрышу $\ddot{u}$ α	Отношение несущего сечения к имеющемуся A^*/A	Максимальное растягивающее усилие F				Максимальная сила сдвига в болтах S и максимальная сила взаимодействия между стенками отверстия и болтом L			
			Число слоев сегментов							
			$z=2$		$z=n\cdot 2$		$z=2$		$z=n\cdot 2$	
$\bar{u}=1/2\,(m=2)$	1						T	$2K$	$2T/z$	$2K$
	2						$\frac{1}{2}T$	K	$\frac{T}{Z}$	K
		$^1/_2$	T	$2K$	$\frac{2T}{z}$	$2K$				
	3						$\left(\frac{1}{3}+\frac{1}{2}\right)T$	$\left(\frac{2}{3}+1\right)K$	$\left(\frac{2}{3}+1\right)\frac{T}{z}$	$\left(\frac{2}{3}+1\right)K$
	α						$\left(\frac{1}{\alpha}+\frac{1}{2}\right)T$	$\left(\frac{2}{\alpha}+1\right)K$	$\left(\frac{2}{\alpha}+1\right)\frac{T}{z}$	$\left(\frac{2}{\alpha}+1\right)K$
			$z=3$		$z=n\cdot 3$		$z=3$		$z=n\cdot 3$	
$\bar{u}=2/3\,(m=3)$	1						$\frac{1}{2}T$	$\frac{3}{2}K$	$\frac{3}{2}\cdot\frac{T}{z}$	$\frac{3}{2}K$
	2						$\frac{1}{3}T$	K	$\frac{T}{z}$	K
		$^2/_3$	$\frac{1}{2}T$	$\frac{3}{2}K$	$\frac{3}{2z}T$	$\frac{3}{2}K$				
	3						$\left(\frac{1}{4}+\frac{1}{3}\right)T$	$\left(\frac{3}{4}+1\right)K$	$\left(\frac{3}{4}+1\right)\frac{T}{z}$	$\left(\frac{3}{4}+1\right)K$
	α						$\left(\frac{1}{\alpha+1}+\frac{1}{3}\right)T$	$\left(\frac{3}{\alpha+1}+1\right)K$	$\left(\frac{3}{\alpha+1}+1\right)\frac{T}{z}$	$\left(\frac{3}{\alpha+1}+1\right)K$

	Число болтов на перекрышу $\breve{u}$ α	Отношение несущего сечения к имеющемуся A^*/A	Максимальное растягивающее усилие F				Максимальная сила сдвига в болтах S и максимальная сила взаимодействия между стенками отверстия и болтом L			
			$z=4$		$z=n\cdot 4$		$z=4$		$z=n\cdot 4$	
$\breve{u}=3/4(m-4)$	1	$^3/_4$	$\frac{1}{3}T$	$\frac{4}{3}K$	$\frac{4}{3z}T$	$\frac{4}{3}K$	$\frac{1}{3}T$	$\frac{4}{3}K$	$\frac{4}{3}\cdot\frac{T}{z}$	$\frac{4}{3}K$
	2						$\frac{1}{4}T$	K	$\frac{T}{z}$	K
	3						$\left(\frac{1}{5}\div\frac{1}{4}\right)T$	$\left(\frac{4}{5}\div 1\right)K$	$\left(\frac{4}{5}\div 1\right)\frac{T}{z}$	$\left(\frac{4}{5}\div 1\right)K$
	α						$\left(\frac{1}{\alpha+2}\div\frac{1}{4}\right)T$	$\left(\frac{4}{\alpha+2}\div 1\right)K$	$\left(\frac{4}{\alpha+2}\div 1\right)\frac{T}{z}$	$\left(\frac{4}{\alpha+2}\div 1\right)K$
			$z=m$		$z=nm$		$z=m$		$z=nm$	
$\breve{u}=\frac{m-1}{m}$	1	$\frac{m-1}{m}$	$\frac{T}{m-1}$	$\left(\frac{m-1}{m}\right)K$	$\left(\frac{m}{m-1}\right)\frac{T}{z}$	$\left(\frac{m}{m-1}\right)K$	$\left(\frac{1}{m-1}\right)T$	$\left(\frac{m}{m-1}\right)K$	$\left(\frac{m}{m-1}\right)\frac{T}{z}$	$\left(\frac{m}{m-1}\right)K$
	2						$\frac{1}{m}T$	K	$\frac{T}{z}$	K

При β болтах в радиальном луче S и L делить на β.

ваются в разной мере и вызывают тем самым перекосы болтов — см. рис. 10-31 ($\bar{u} = 1/2$, $\alpha = 3$). В предельном случае жестко затянутых болтов нагрузку несут только оба крайних болта, а средние болты бездействуют и их можно было бы вообще удалить. Поэтому редко предусматривается более трех болтов на перекрышу. При наличии нескольких болтов на перекрышу принято производить расчет так, как будто предусмотрены только два болта, иными словами, предполагается наличие только жестко зажатых болтов, а некоторая избыточность числа болтов рассматривается как запас надежности.

4. Несущее поперечное сечение сегментов A^* равно перешихтовке $\bar{u}$, помноженной на имеющееся поперечное сечение A; следовательно, минимально оно равно половине последнего и максимально, при очень большой перешихтовке, полному поперечному сечению или сечению массивного обода. Таким образом, максимальная растягивающая сила в сегменте или максимальное растягивающее напряжение могут быть вдвое больше соответствующих величин, имеющих место в массивном ободе.

5. Максимальная сила сдвига в болте S и максимальная сила взаимодействия между стенками отверстия и болтом L равны между собой. Для двух рядов болтов на перекрышу ($\alpha = 2$) они составляют $S = L = T/\beta z$ независимо от перешихтовки $\bar{u}$, в то время как в наиболее неблагоприятном случае, при одном ряде болтов ($\alpha = 1$) и при половинной перешихтовке ($\bar{u} = 1/2$), достигается вдвое большее значение, а именно $2T/\beta z$.

6. Как вытекает из рис. 10-31, вращающие моменты, вызываемые несимметричным распределением нагрузки на болты и обусловливающие выгиб из плоскости обода, по длине одного сегмента уравновешиваются. Благодаря этому обод не выворачивается из своей плоскости центробежными силами также и при поступательной перешихтовке.

При очень больших числах полюсов наряду с перешихтовками $(m - 1)/m$ возможны также перешихтовки типа $(m-2)/m$, $(m-3)/m$, например $^3/_5$; $^4/_7$, но они применяются реже.

Если шихтованный обод удерживается силами трения и болты используются только для создания аксиального предварительного затяга, то сила, передаваемая за счет трения, составляет

$$N_{\text{необх}} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{T}{z}. \qquad (10\text{-}73)$$

Она равна максимальной растягивающей силе F, действующей в сегментах при соединении их только посредством призонных болтов, как это легко видно из рис. 10-31 для одного ряда болтов ($\alpha = 1$), так как в данном случае болтовое соединение заменяется силой трения.

Максимальная имеющаяся сила трения при заданном аксиальном предварительном затяге болтов σ_B и заданном коэффициенте трения μ составляет [1]

$$N_{\text{им}} = \mu \sigma_B A_B \alpha \beta, \qquad (10\text{-}74)$$

[1] Аксиальная растягивающая сила в $\alpha\beta$ болтах участка перекрыши A_u составляет $\sigma_B A_B \alpha\beta$. Действующая на сегменты сила на одном участке перекрыши

где $A_B \alpha\beta$ означает общее поперечное сечение болтов на участке перекрыши. Для удержания сегментов силами трения требуется, чтобы было $N_{\text{им}} > N_{\text{необх.}}$.

Пример. Обод явнополюсного ротора в шихтованном или цепном исполнении для генератора переменного тока.

Массивный обод ротора из примера на стр. 341 (колесо со спицами) должен быть заменен шихтованным.

Заданные характеристики:

Номинальная скорость вращения . . .	$n = 375$ *об/мин* (16 полюсов при 50 *гц*)
Угонная скорость вращения	$n_s = 2 \cdot 375$ *об/мин* $= 750$ *об/мин*
Вес обода, включая полюсы	$G_{kp} = 11\,900$ *кГ*
Центробежная сила обода, включая полюсы, при n_s	$Z_{kp} = 9{,}5 \cdot 10^6$ *кГ*
Тангенциальное растягивающее усилие в ободе	$T = Z_{kp}/2\pi = 1{,}511 \cdot 10^6$ *кГ*

Дополнительные характеристики:

Толщина листа	$d = 0{,}2$ *см*
Высота сегмента	$h_0 = 38{,}5$ *см*
Ширина обода	$b_0 = b = 157 \cdot 0{,}2 = 31{,}4$ *см*
Эффективное поперечное сечение обода	$A_0 = b_0 h_0 = 31{,}4 \cdot 38{,}5 = 1210$ *см²*
Наружный радиус обода	$R = 143{,}5$ *см*
Предел текучести листовой стали и болтов	$\sigma_S = 4000$ *кГ/см²*
Коэффициент трения сегментов	$\mu = 0{,}12$

1. Перешихтовка и количество болтов. При 16 полюсах можно выполнить только 8 или 4 сегмента. Если производить смещение, как это обычно принято, на одно полюсное деление, то получаются перешихтовки $\overline{u} = {}^1/_2$ или ${}^3/_4$. Выбираем 4 сегмента на окружность, а следовательно, и перешихтовку $\overline{u} = {}^3/_4 \to m = 4$.

При дуге окружности венца $U = 2R\pi = 2 \cdot 143{,}5\pi = 900$ *см* длина дуги сегмента $U/4 = 900/4 = 225$ *см*. Соответствующая хорда определяет длину сегмента $s = \sqrt{2}R = \sqrt{2} \cdot 143{,}5 = 203$ *см*. Для того чтобы применить имеющуюся на рынке листовую сталь шириной 2 *м*, предусматриваем срезанные вершины сегментов (рис. 10-32).

Далее принимаем следующие условия:

Два ряда болтов на перекрышу или полюсное деление $\alpha = 2$

Три болта в радиальном луче, т. е. в ряду, $\beta = 3$

Диаметр болтов $D = 4$ *см*

Поперечное сечение болтов $A_B = D^2\pi/4 = 4^2\pi/4 = 12{,}55$ *см²*

Напряжение в болтах от предварительного затяга $\sigma_B = 1000$ *кГ/см²* $= 25\% \sigma_S$.

2. Число слоев сегментов. При ширине обода b_0 и толщине листов d получается $z_0 = b_0/d = 31{,}4/0{,}2 = 157 = 4 \cdot 39 + 1 = mn + 1 = 156 + 1$ слоев сегментов. Следовательно, будет $z = 156$ и $n = 39$.

при удельном давлении p равна pA_u. Приравнивание этих сил дает $\sigma_B A_B \alpha\beta = pA_u$, откуда следует $p = \sigma_B A_B \alpha\beta / A_u$. При этом удельном давлении и коэффициенте трения μ из расчета на один слой сегментов может передаваться максимальная тангенциальная сила $N = \mu p A_u = \mu \sigma_B A_B \alpha\beta$.

3. Расчет сил трения. По (10-73)

$$N_{\text{необх}} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{T}{z} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1{,}511 \cdot 10^6}{156} = 12\,900\ кГ,$$

по (10-74)

$$N_{\text{им}} = \mu \sigma_B A_B \alpha \beta = 0{,}12 \cdot 1000 \cdot 12{,}55 \cdot 2 \cdot 3 = 9040\ кГ.$$

Если $N_{\text{им}} < N_{\text{необх}}$, то только сил трения недостаточно. Трение рассматривается как скрытый резерв и в дальнейшем расчете не учитывается.

4. Нагрузка на сегменты. Максимальная растягивающая сила в одном сегменте составляет по табл. 10-6 для $\bar{u} = 3/4$ ($m = 4$), $z = 156$

$$F = 4T/(3z) = 4 \cdot 1{,}511 \cdot 10^6/(3 \cdot 156) = 12\,900\ кГ.$$

Наиболее напряженное радиальное сечение s—s проходит через ряд болтов, причем $h = h_0 - \beta D = 38{,}5 - 3 \cdot 4 = 26{,}5\ см.$

Следовательно, максимальное растягивающее напряжение в сегменте

$$\sigma = F/(dh) = 12\,900/(0{,}2 \cdot 26{,}5) = 2440\ кГ/см^2 = 61\% \sigma_S < \sigma_{\text{доп}} = 75\% \sigma_S.$$

Максимальная сила взаимодействия между стенками отверстия и болтом составляет по табл. 10-6 для $\bar{u} = 3/4$ ($m = 4$), $z = 156$, $\alpha = 2$, $\beta = 3$

$$L = T/(z\beta) = 1{,}511 \cdot 10^6/(156 \cdot 3) = 3230\ кГ$$

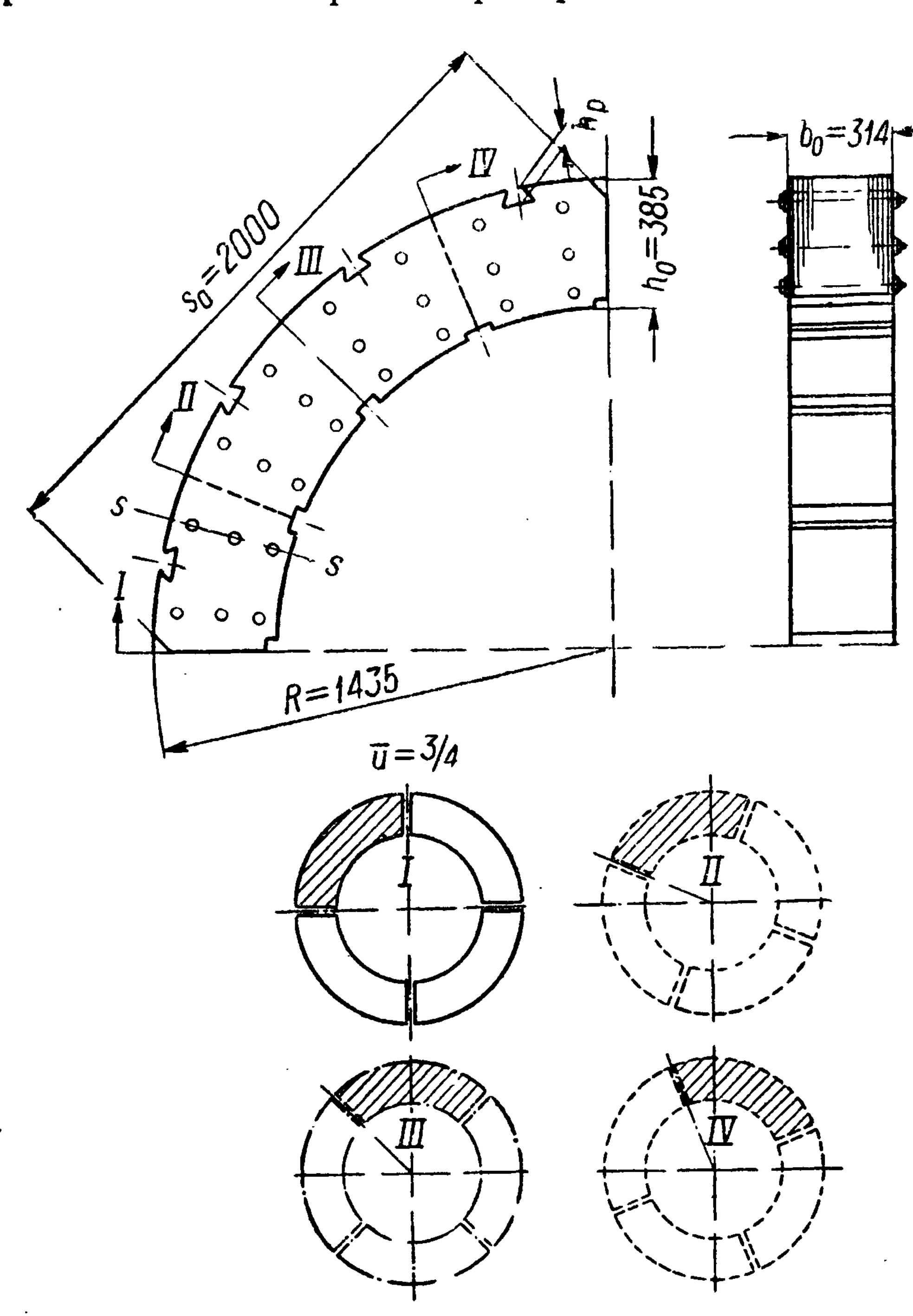


Рис. 10-32. Шихтованный обод к примеру на стр. 361

и максимальное напряжение смятия в стенках отверстия

$$\sigma_l = L/(dD) = 3230/(0{,}2 \cdot 4) = 4040\ кГ/см^2 \approx \sigma_S.$$

5. Нагрузка на болты. Максимальная сила сдвига в болте согласно табл. 10-6 равна силе взаимодействия между стенками отверстия и болтом: $S = L = 3230\ кГ$.

Максимальное напряжение сдвига в болте будет

$$\tau = S/A_B = 3230/12{,}55 = 257\ кГ/см^2 < \tau_{\text{доп}} = 0{,}2 \cdot 4000/\sqrt{3} = 460\ кГ/см^2.$$

Максимальное давление стенок отверстия на болт равно давлению болта на стенки отверстия. Кроме этого, следует учитывать в болте предварительное напряжение затяга σ_B. Определять эквивалентное напряжение для болта при сделанных допущениях бесцельно до тех пор, пока σ_l и τ определяются без учета сил трения. С повышением σ_B значения σ_l и τ уменьшаются, т. е. повышенный предварительный затяг снижает вследствие трения между листами взаимодействие между стенками отверстия и болтом и напряжение сдвига.

6. **Нагрузка на крепления полюсов.** Симметричный ласточкин хвост с нормальным углом клина 60° воспринимает центробежную силу полюса. Доля центробежных сил полюсов в общей центробежной силе составляет около 38%. Отсюда для отдельного полюса при n_s получается центробежная сила

$$Z_p = 0{,}38 Z_{kp}/16 = 0{,}38 \cdot 9{,}5 \cdot 10^6/16 = 226 \cdot 10^3 \ кГ.$$

При высоте хвоста $h_p = 5{,}5$ *см* и расчетной ширине обода $b = dz = 0{,}2 \cdot 156 = 31{,}2$ *см* по таблице на стр. 326 (крепление полюсов) получается эквивалентное напряжение в боковой поверхности сегмента

$$\sigma_v = 2{,}20 \frac{Z_p}{bh_p} = \frac{2{,}20 \cdot 226 \cdot 10^3}{31{,}2 \cdot 5{,}5} = 2900 \ кГ/см^2 = 73\% \ \sigma_S < \sigma_{доп} = 75\% \sigma_S.$$

Таким образом, оно меньше максимального давления, передаваемого болтом на стенки отверстия, которое определялось, правда, без учета сил трения между сегментами.

3. Асинхронные машины и машины постоянного тока. В противоположность неизолированным полюсным листам синхронных машин листы электротехнической стали (см. табл. 2-9) для асинхронных машин и машин постоянного тока имеют, как правило, толщину, равную только 0,50 *мм*, причем они изолируются. Вследствие наличия изоляции влияние сил трения между листами становится весьма проблематичным. По этой причине в настоящее время расчеты производятся почти всегда без учета трения.

У малых и тихоходных машин центробежная сила воспринимается непосредственно креплениями полюсов, входящими в выштампованные в листах отверстия, в большинстве случаев в виде ласточкиных хвостов и передается на внутренние несущие конструкции (вал, несущую звезду ротора — см. рис. 6-16). Для обеспечения вполне надежного крепления необходимы по крайней мере два хвоста, или когтя, на сегмент. Расчет прочности полюсных креплений рассматривается на стр. 323 и далее. Если кромки ласточкиных хвостов хорошо подогнаны в шихтованном венце, то они частично выполняют функции призонных болтов. Этот разгружающий эффект совместно с весьма неопределенным, но все же имеющимся трением между листами считается резервом надежности. При заданных размерах полюсных креплений и заданном коэффициенте трения этот резерв может рассчитываться по данным, приведенным в п. 2.

У средних и более крупных машин центробежные силы уже не могут восприниматься только полюсными креплениями. Так же как у синхронных машин, для перешихтовки наборного роторного обода здесь применяются неизолированные призонные болты. Однако их следует располагать только по внутреннему краю сегментов, чтобы они находились по возможности вне магнитного потока (см. рис. 6-16 и 6-17). Для того чтобы обеспечивалась жесткая на изгиб связь в плоскости кольца, следует предусматривать на сегмент по крайней мере два, но лучше еще больше болтов. Отверстия под болты могут иметь направленные к центру прорези (шлицы), для того чтобы не возникали разрывы при возможном изгибе в плоскости венца и чтобы воспрепятствовать замыканию магнитных потоков вокруг болтов. Выбор размеров и расчет шихтованного обода может производиться, как для синхронных машин в соответствии с п. 2. В противоположность синхрон-

ным машинам ободы роторов асинхронных машин и машин постоянного тока, как правило, не насаживаются на вал или несущую крестовину горячей посадкой. Если же эта конструкция все же применяется, то предусматривается лишь небольшой натяг. При выборе формы сегментов (раскрое листа) следует учитывать следующие рекомендации.

1. Максимальная длина сегментов должна выбираться с учетом размеров листов электротехнической стали, имеющихся на рынке. Как правило, листы имеют размер 1 × 2 *м*, чем ограничивается максимальная длина сегментов (в большинстве случаев 1 *м*).

2. Более экономично штамповать сегменты одной, унифицированной формы, чем двух или более различных форм. При определенных условиях это может создать необходимость штамповки отверстий под болты и вырезов для креплений на несущей конструкции во всех сегментах, хотя в отдельных сегментах они могут и не требоваться. Стыки сегментов должны приходиться на середину паза, для того чтобы не ослаблялись стенки между ними.

3. Чтобы можно было применять унифицированный раскрой листа при перешихтовке, необходимо соблюдать определенное соотношение между числом пазов или болтов и числом сегментов. Нетрудно убедиться, что для достижения сплошной (не имеющей просветов) связи между перешихтованными сегментами по всей окружности число пазов или болтов в сегменте должно быть целым кратным числа m, причем m означает количество нахлестов на сегменте при величине перешихтовки $\bar{u} = (m - 1)/m$ (см. п. 2). Поэтому кратное числа пазов или болтов в сегменте и значения m должно быть целым числом, иначе говоря при S сегментах, N пазах и B болтах в роторе справедливо условие:

$$\left.\begin{aligned} \frac{N}{Sm} &= \frac{N(1-\bar{u})}{S} \\ \frac{B}{Sm} &= \frac{B(1-\bar{u})}{S} \end{aligned}\right\} \text{— целое (четное или нечетное) число.} \quad (10\text{-}75)$$

Пример. Дано: $N = 252$ (12 сегментов по 21 пазу); $S = 12$; $B = 36$ (3 болта на сегмент); $\bar{u} = {}^2/_3$ ($m = 3$).

Будет либо

$$N/(Sm) = 252/(12\cdot 3) = 7;\ B/(Sm) = 36/(12\cdot 3) = 1,$$

либо же

$$N(1-\bar{u})/S = 252(1 - {}^2/_3)/12 = 7;\ B(1-\bar{u})/S = 36(1 - {}^2/_3)/12 = 1.$$

10-5. Турбороторы

А. Зубцы и клинья ротора. Пазовые клинья (рис. 10-33) имеют, если не учитывать некоторых выполненных исключений (см. рис. 3-27,*а* и 3-28, *в*), форму ласточкиного хвоста или головки молотка. Расчет напряжений производится таким же образом, как для соответствующих креплений полюсов. Согласно проведенному для креплений по-

люсов расчету, определяющее эквивалентное напряжение в сечении $s—s$ имеет для обычных ласточкиных хвостов или головок молотка величину по уравнению (10-32)

$$\sigma_{vk} = k_1 \frac{Z}{lh_1} . \tag{10-76}$$

	Ласточкин хвост		Головка молотка	
α	60°	70°	15°	30°
k_1	1,79	2,18	1,30	1,38

На головку зубца действует нагрузка Z клина в виде составляющих Z_n (рис. 10-33). При этом определяющие напряжения для сечения $s—s$

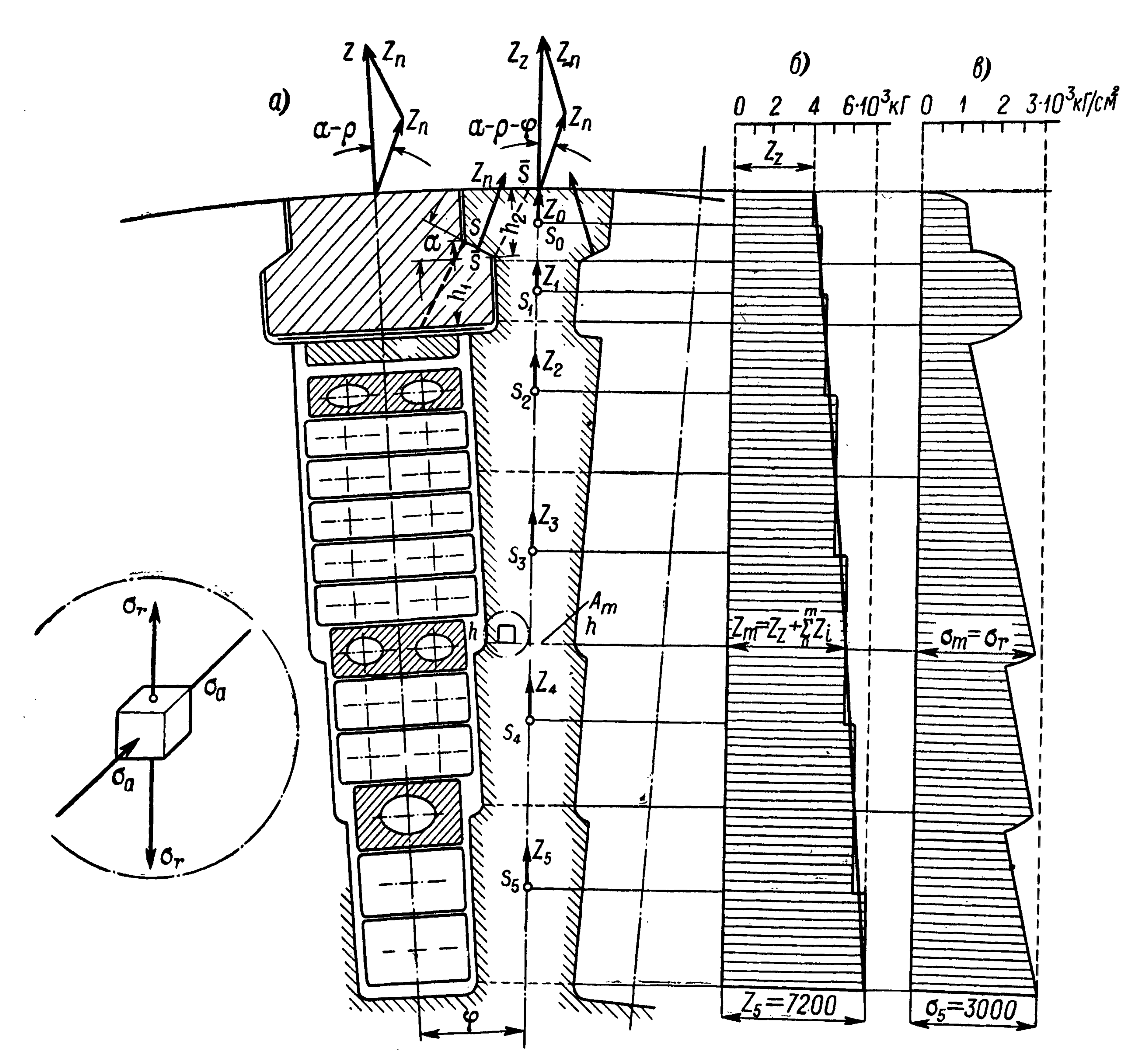


Рис. 10-33. Нагрузка на зубцы турбогенераторов при вращении ротора: *а* — зубец, клин и заполнение паза; *б* — центробежная сила, воспринимаемая зубцом; *в* — радиальное напряжение в зубце

рассчитываются так же, как для клина. Необходимо лишь вместо h подставлять радиальную высоту h_2 головки зубца[1].

Таким образом, будет

$$\sigma_{vz} = k_1 \frac{Z}{l h_2}. \qquad (10\text{-}77)$$

Обе действующие на головку зубца составляющие Z_n складываются по уравнению (10-39) в результирующую нагрузку зубца:

$$Z_z = 2Z_n \cos(\alpha - \rho - \varphi) = Z \frac{\cos(\alpha - \rho - \varphi)}{\cos(\alpha - \rho)}, \qquad (10\text{-}78)$$

которая у турбогенераторов всегда бывает несколько больше Z. Это обстоятельство, как уже было показано на стр. 330, следует отнести за счет небольшого влияния неодинакового углового положения двух соседних пазов. Так, например, для 22- или 44-кратного пазового деления с $\alpha = 60°$ и $\rho = 6°$ будет $Z_z = 1{,}053Z$ или $Z_z = 1{,}029Z$ (см. табл. 10-3).

На шейку зубца действует нагрузка, вызываемая центробежной силой Z_z содержимого паза, а также собственной центробежной силой. У зубцов с сильно изменяющимися поперечными сечениями целесообразно подразделять шейку на несколько отдельных участков и для каждого из этих участков определять центр тяжести S_i и его центробежную силу Z_i. Таким образом (рис. 10-33, *б*), можно рассчитывать суммарную центробежную силу

$$Z_m = Z_z + \sum_0^m Z_i \qquad (10\text{-}79)$$

для каждого сечения h—h зубца. Путем деления этой силы на соответствующее поперечное сечение A_m определяется среднее радиальное растягивающее напряжение (рис. 10-33, *в*):

$$\sigma_m = Z_m / A_m = \sigma_r. \qquad (10\text{-}80)$$

При применении вязких конструкционных материалов и тщательном выполнении сопряжений поперечных сечений можно исключить влияние надреза (концентрацию напряжений), так что σ_m будет выражать определяющее радиальное напряжение, необходимое для подсчета эквивалентного напряжения. В аксиальном направлении на объемные элементы шейки зубца (рис. 10-33) действует еще аксиальное нормальное напряжение σ_a, вызываемое прогибом ротора вследствие собственного веса и магнитного тяжения, поэтому для эквивалентного напряжения справедливо выражение

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_a^2 - \sigma_r \sigma_a}. \qquad (10\text{-}81)$$

Определяющее значение имеет, очевидно, сжимаемое волокно с отрицательным значением σ_a. При этом третье слагаемое под знаком корня становится положительным, так что получается большее экви-

[1] Небольшой составляющей собственной центробежной силы Z_0 головки зубца можно пренебречь.

валентное напряжение, чем для растягиваемой зоны. В составных конструкциях роторов с предварительным аксиальным сжатием на напряжение изгиба σ_a накладывается еще вызываемое предварительным сжатием аксиальное напряжение, которое еще увеличивает эквивалентное напряжение.

Пример. Турборотор 165 *Мвт*, составная конструкция с аксиальным предварительным натягом (см. рис. 9-9).

Заданы: $n_s = 1{,}25 \cdot 3000 = 3750$ *об/мин*; $h_1 = 2{,}0$ *см*; $h_2 = 1{,}6$ *см*; $l = 1$ *см*; $\alpha = 30°$; $\rho = 6°$ ($\mu = \operatorname{tg} \rho = 0{,}1$); $\varphi = 360/44 = 8\,{}^2/_{11}°$; $Z = 3800$ *кГ*.

Рассчитываются:

$$\sigma_{vk} = 1{,}38 \frac{3800}{1 \cdot 2{,}0} = 2620 \text{ кГ/см}^2; \tag{10-76}$$

$$\sigma_{vz} = 1{,}38 \frac{3800}{1 \cdot 1{,}6} = 3280 \text{ кГ/см}^2; \tag{10-77}$$

$$Z_z = 3800 \frac{\cos(30° - 6° - 8^2/_{11}°)}{\cos(30° - 6°)} = 3800 \cdot 1{,}053 = 4000 \text{ кГ}. \tag{10-78}$$

Множитель 1,053 взят из табл. 10-3. Из рис. 10-33, *в* получается, что наибольшее радиальное растягивающее напряжение у основания зубца составляет $\sigma_r = \sigma_5 = 3000$ *кГ/см²*.

При максимальном изгибающем напряжении сжатия[1] вследствие собственного веса и магнитного тяжения $\sigma_b = 255$ *кГ/см²*, а также при аксиальном напряжении под действием предварительного аксиального сжатия (см. стр. 263) $\sigma_d = -1840$ *кГ/см²* аксиальное нормальное напряжение в наиболее неблагоприятном случае будет составлять $\sigma_a = \sigma_b + \sigma_d = -255 - 1840 = -2095$ *кГ/см²*.

Исходя из этого определяющее эквивалентное напряжение для аксиального волокна у основания зубца ротора

$$\sigma_v = \sqrt{3000^2 + (-2095)^2 - 3000(-2095)} = 4450 \text{ кГ/см}^2. \tag{10-81}$$

Это соответствует 55,5% предела текучести легированной улучшенной стали с $\sigma_S = 80$ *кГ/мм²*.

Для форм зубцов, которые отличаются от описанного здесь типа (см. рис. 3-27, *а* и 3-28, *в*), следует действовать соответствующим образом. В конструкциях, где зубцы для увеличения поверхности охлаждения ротора снабжаются аксиально направленными вентиляционными щелями (см. рис. 3-28, *б*), вследствие несимметрии на ослабленное фрезерованием поперечное сечение головки зубца может воздействовать значительный изгибающий момент, если замыкающие клинья сидят в вентиляционных щелях недостаточно плотно или если, например, необмотанный ротор испытывается на угонную скорость вращения без замыкающих клиньев в вентиляционных щелях и пазах.

Б. Сердечник ротора. Сердечник (бочка) ротора может в первом приближении рассматриваться как вращающийся кольцевой диск,[2]

---

[1] Строго говоря, σ_b является переменным напряжением. Однако ввиду очень малого оказываемого им влияния его можно совместно со «статическими» напряжениями использовать для определения эквивалентного напряжения.

[2] Упрощение системы до диска, вырезанного из длинного тела ротора, требует в качестве предпосылки сохранения плоскостности поперечных сечений. В этом случае, если по окружности действуют равномерно распределенные нагрузки, это условие действительно выполняется. При этом определенные для

причем следует полагать, что создаваемые зубцами радиальные нагрузки прилагаются по наружной периферии диска (рис. 10-34). Наибольшие напряжения в таких кольцевых дисках возникают в виде тангенциальных растягивающих напряжений на кромке центрального отверстия. Для расчета этих напряжений допустимо предполагать, что приложенные прерывисто по наружной периферии нагрузки зуб-

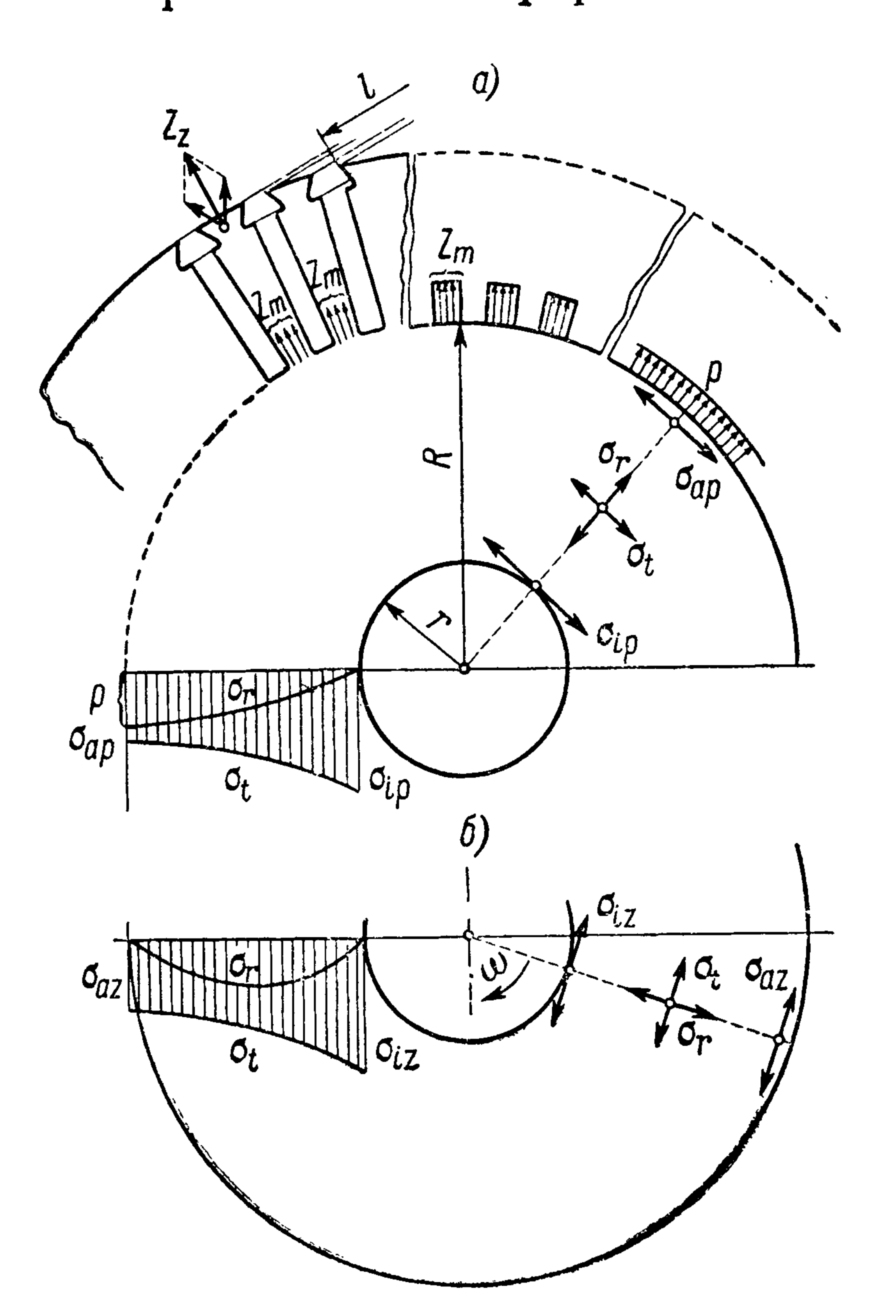


Рис. 10-34. Нагрузка ротора турбогенератора: *а* — вследствие центробежных сил пазов и зубцов; *б* — вследствие собственной центробежной силы ротора

Рис. 10-35. Сравнение напряжений в сплошном диске и в диске с очень малым центральным отверстием (в пределах упругости): *а* — вследствие нагрузки по наружной периферии; *б* — вследствие собственной центробежной силы

I — сплошной диск; *II* — диск с очень малым центральным отверстием ($r/R = 0{,}01$); *1* — малое центральное отверстие

цов Z_m распределены равномерно по наружной окружности. Действие их как нагрузок на отдельных участках, согласно принципу Сент-Венана (De Saint Venant), уже не сказывается на контуре внутреннего отверстия, если расстояние между m зубцами остается небольшим по сравнению с радиальной толщиной $R—r$ тела ротора (см. рис. 10-28 и 10-29).

плоского напряженного состояния тангенциальные и радиальные напряжения совместно создают во всех точках поперечного сечения диска одинаковое поперечное расширение, хотя и не действуют никакие аксиальные напряжения. Во всяком случае при нагрузке под действием собственной центробежной силы вызываемая этим погрешность остается пренебрежимо малой.

Если обозначить через

$$p = mZ_m/(2\pi Rl) \qquad (10\text{-}82)$$

равномерно распределенную по дуге окружности $2\pi R$ радиальную нагрузку диска (полюсную зону при этом следует представлять себе так же, как и нейтральную зону, с наличием пазов), то согласно табл. 10-5 тангенциальное напряжение по внутренней и для сравнения по наружной кромкам ротора будет выражаться уравнениями:

$$\sigma_{ip} = \frac{2}{1-(r/R)^2}\,p; \quad (10\text{-}83а) \qquad \sigma_{ap} = \frac{1+(r/R)^2}{1-(r/R)^2}\,p. \qquad (10\text{-}83б)$$

Очевидно, что во всех практических случаях, где $0 < r/R < 1$, тангенциальные напряжения оказываются больше, чем радиальные напряжения p на наружном крае. В предельном случае бесконечно малого центрального отверстия ($r/R = 0$) тангенциальные напряжения по краям будут составлять $\sigma_{ip} = 2\,p$ и $\sigma_{ap} = p$ (см. также рис. 10-35, *а*).

Под действием собственной центробежной силы согласно табл. 10-5 возникают тангенциальные напряжения по внутренней и наружной кромкам:

$$\sigma_{iz} = \frac{\gamma\omega^2}{g}R^2\left[\frac{3+\nu}{4} + \frac{1-\nu}{4}\left(\frac{r}{R}\right)^2\right]; \qquad (10\text{-}84а)$$

$$\sigma_{az} = \frac{\gamma\omega^2}{g}R^2\left[\frac{1-\nu}{4} + \frac{3+\nu}{4}\left(\frac{r}{R}\right)^2\right]. \qquad (10\text{-}85а)$$

Если через $n = 30\,\omega/\pi$ обозначить число оборотов в минуту и подставить в вышеприведенные формулы значения $\gamma = 7{,}85\cdot 10^{-3}$ *кГ/см*³, $\nu = 0{,}3$, справедливые для стали, а также $g = 981$ *см/сек*², то получатся выражения:

$$\sigma_{iz} = 8{,}775\cdot 10^{-8} n^2 R^2 \left[0{,}825 + 0{,}175\,(r/R)^2\right]. \qquad (10\text{-}84б)$$

$$\sigma_{az} = 8{,}775\cdot 10^{-8} n^2 R^2 \left[0{,}175 + 0{,}825\,(r/R)^2\right], \qquad (10\text{-}85б)$$

где σ — в *кГ/см*²; R, r — в *см*; n — в *об/мин*.

Таким образом, тангенциальные напряжения на кромке внутреннего центрального отверстия и по наружной периферии составляют:

$$\sigma_{ti} = \sigma_{ip} + \sigma_{iz}; \qquad (10\text{-}86)$$

$$\sigma_{ta} = \sigma_{ap} + \sigma_{az}. \qquad (10\text{-}87)$$

Эквивалентное напряжение σ_v складывается из тангенциального, радиального и аксиального напряжений, и, как правило, его можно определить только для кромок. Для внутренней и наружной кромок справедливы равенства:

$$\sigma_{vi} = \sqrt{\sigma_{ti}^2 + \sigma_a^2 - \sigma_{ti}\sigma_a}\,; \qquad (10\text{-}88а)$$

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ta}^2 + p^2 + \sigma_a^2 - \sigma_{ta}p - p\sigma_a - \sigma_a\sigma_{ta}}\,, \qquad (10\text{-}88б)$$

если σ_a означает возможно имеющееся аксиальное напряжение.

Для сердечника ротора без центрального отверстия напряжения могут рассчитываться по формулам сплошного диска. На наружной кромке для тангенциального и радиального напряжений справедливы уравнения:

$$\sigma_{ta} = \sigma_{ap} + \sigma_{az} = p\frac{1-\nu}{4} \cdot \frac{\gamma}{g}\,\omega^2 R^2; \qquad (10\text{-}89а)$$

$$\sigma_{ra} = p. \qquad (10\text{-}90а)$$

В центре диска, где уже невозможно четко установить направление действия напряжений, тангенциальное и радиальное напряжения идентичны:

$$\sigma_{ti} = \sigma_{ip} + \sigma_{iz} = p + \frac{3+\nu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g}\,\omega^2 R^2; \qquad (10\text{-}89б)$$

$$\sigma_{ri} = \sigma_{ti}. \qquad (10\text{-}90б)$$

Изменение напряжений по радиусу диска показано на рис. 10-35 (левая сторона). Здесь напрашивается сравнение с диском с очень малым внутренним центральным отверстием (рис. 10-35 — правая сторона). Это очень малое отверстие вызывает тангенциальное напряжение по своей внутренней кромке, которое вдвое больше, чем у сплошного диска (ср. σ_{ip} и σ_{iz} на стр. 369 для перехода границы $r/R \to 0$). Изменение напряжения по радиусу, однако, показывает, что вблизи отверстия имеется резко выраженный пик напряжения, который при нагрузке снимается за счет местной пластической деформации материала, и напряженное состояние при этом приближается к состоянию, имеющему место в сплошном диске. При разрушении, т. е. после того как зона пластичности, расширяющаяся наружу с повышением нагрузки, достигнет наружного края, уже невозможно установить какую-либо разницу между сплошным диском и диском с очень малым отверстием. Оба диска разрушаются при одинаковой нагрузке. Следовательно, с точки зрения несущей способности и запаса прочности наличие небольшого центрального отверстия в диске значения не имеет. Однако устойчивость против появления местной текучести материала у сплошного диска вдвое выше, так как предел текучести материала диска с очень малым отверстием достигается при вдвое меньшей нагрузке.

Для диска, нагружаемого только собственной центробежной силой, диапазон скорости вращения от достижения местной текучести вплоть до полной пластификации диска составляет 17% для сплошного диска и 60% для диска с очень малым отверстием.[1]

Пример. Турбогенератор 165 *Мвт* предыдущего примера при следующих дополнительных характеристиках: $R = 37{,}8$ *см*; $r = 17{,}5$ *см*; $m = 44$; $\sigma_a \approx \sigma_d = -1840$ *кГ/см²* (σ_b не учитывается).

---

[1] Nadai A. Streess distribution in rotating disks of ductil material after the yieldpoint has been reached. Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs., 1920, APM-15-16, p. 173.

Из рис. 10-33 можно установить нагрузку зубца $Z_5 = 7200$ *кГ* на 1 *см* длины. При этом будет

$(r/R)^2 = (17{,}5/37{,}8)^2 = 0{,}215;\quad p = 44 \cdot 7200/(2\pi \cdot 37{,}8 \cdot 1) = 1330$ *кГ/см²*;

$$\sigma_{ip} = \frac{2}{1 - 0{,}215}\,1330 = 3390\ кГ/см^2; \qquad (10\text{-}83а)$$

$$\sigma_{ap} = \frac{1 + 0{,}215}{1 - 0{,}215}\,1330 = 2060\ кГ/см^2; \qquad (10\text{-}83б)$$

$$\sigma_{iz} = 8{,}775 \cdot 10^{-8} - 3750^2 \cdot 37{,}8^2\,(0{,}825 + 0{,}175 \cdot 0{,}215) = 1525\ кГ/см^2, \qquad (10\text{-}84б)$$

$$\sigma_{az} = 8{,}775 \cdot 10^{-8} - 3750^2 \cdot 37{,}8^2\,(0{,}175 + 0{,}825 \cdot 0{,}215) = 620\ кГ/см^2; \qquad (10\text{-}85б)$$

$$\sigma_{ti} = 3390 + 1525 = 4915\ кГ/см^2; \qquad (10\text{-}86)$$

$$\sigma_{ta} = 2060 + 620 = 2680\ кГ/см^2. \qquad (10\text{-}87)$$

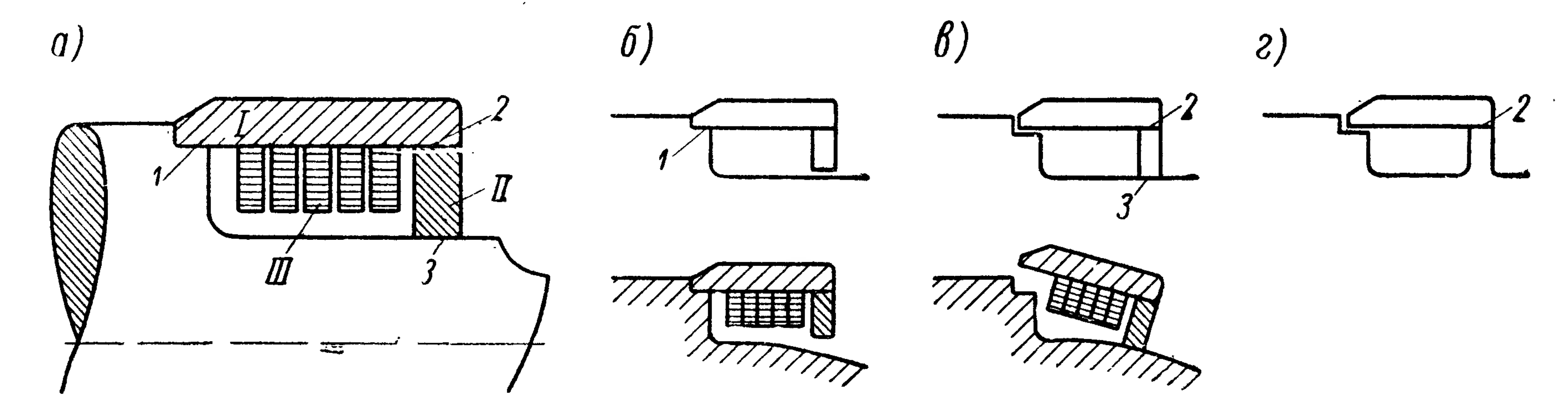


Рис. 10-36. Различные исполнения бандажей турбогенероторов раторов

I — бандажное кольцо; *II* — центрирующее кольцо; *III* — лобовая часть обмотки, состоящая из отдельных медных проводников; *1* — посадка бандажного кольца на бочку ротора; *2* — посадка бандажного кольца на центрирующее кольцо; *3* — посадка центрирующего кольца на конец вала

Эквивалентные напряжения на внутренней и наружной кромках составляют:

$$\sigma_{vi} = \sqrt{4915^2 + (-1840)^2 - 4915\,(-1840)} = 6050\ кГ/см^2; \qquad (10\text{-}88а)$$

$$\sigma_{va} = \sqrt{2680^2 + 1330^2 + (-1840)^2 - 2680 \cdot 1330 - 1330\,(-1840) - (-1840)\,2680} = 4020\ кГ/см^2. \qquad (10\text{-}88б)$$

Определяющее эквивалентное напряжение на поверхности внутреннего отверстия соответствует 76% предела текучести легированной улучшенной стали с $\sigma_S = 80$ *кГ/мм²*.

В. Роторные бандажи. *1. Общие положения и обозначения.* Бандажи турбогенераторов (рис. 10-36) состоят из бандажного кольца *I* и центрирующего кольца или диска *II*. Их назначением является удерживать и предохранять от смещения проводники *III*, выходящие из пазов в бочке ротора и образующие так называемую лобовую часть обмотки. Бандажи испытывают, в особенности при угонной скорости вращения, очень высокие нагрузки. Поэтому необходимо производить тщательный расчет прочности бандажей.[1]

---

[1] Schwerin E. Zur Festigkeitsberechnung massiver Wicklungskappen elektrischer Maschinen. Elektrotechn. Z. 48, 1931, S. 40.

Moldenhauer F. Die Beanspruchung der Induktorkappen von Turbogeneratoren. Elektrotechn. u. Maschinenbau 60, 1942, 23/24, S. 246.

Ryan J. J. On the design of rotor-coil support rings. Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs. 2, 1951, p. 163—166.

Существуют три различных типа крепления бандажей. Крепление, применяемое для сравнительно небольших генераторов, выполняется так, что бандажное кольцо первоначально насаживается горячей посадкой на центрирующее кольцо, а затем уже центрирующее кольцо вместе с бандажным устанавливается горячей посадкой на ротор. При этом в местах *1*, *2* и *3* (рис. 10-36) создаются прессовые посадки, которые обычно выполняются по второму классу точности. Хвостовина ротора уже не может свободно прогибаться, так как бандаж делает ее более жесткой, и это, как показывает опыт, не всегда благоприятно влияет на спокойный ход ротора, так как аксиальная симметрия, несмотря на тщательность выполнения посадок, все же может быть нарушена обжимом насаживаемого бандажа. Поэтому в крупных турбогенераторах перешли к такому исполнению посадки бандажа на ротор, чтобы бандаж сопрягался с ротором только в одном месте, а именно либо с бочкой ротора (рис. 10-36, *б*), либо с хвостовиной (рис. 10-36, *в*). При этом посадка бандажа на ротор оказывается менее напряженной и более «статически определимой», чем исключается влияние бандажа на изгибную жесткость ротора. Недостаток исполнения по рис. 10-36, *в* сравнительно с исполнением по рис. 10-36, *б* заключается в том, что при прогибе ротора вследствие сильного искривления хвостовины непосредственно рядом с бочкой ротора происходит значительный относительный внутренний сдвиг лобовой части обмотки, так как она связана через бандаж с бочкой ротора или непосредственно с хвостовиной. Преимуществом исполнения по рис. 10-36, *в* может считаться то, что оно включает в себя вариант исполнения по рис. 10-36, *г*, при котором центрирующее кольцо вытачивается из цельной заготовки, причем становится возможным увеличить диаметр фланца муфты сравнительно с исполнениями по рис. 10-36, *а* и *б*, при которых центрирующее кольцо должно насаживаться через этот фланец.

Важной конструктивной задачей является восприятие аксиальных сил, действующих на бандаж. При вращении ротора аксиальные силы, вызываемые термическими деформациями обмотки, передаются на бандаж вследствие трения лобовой части обмотки о бандажное кольцо. Эти силы должны за счет соответствующих конструктивных мероприятий восприниматься бочкой ротора. На рис. 10-37 изображены три выполненных типа крепления бандажей крупных роторов. В меньших машинах часто бывает достаточным, чтобы аксиальные силы воспринимались посредством так называемых замков или гаек (см. рис. 8-25, *а*).

Предпочтительным материалом для выполнения бандажных колец является аустенитная высоколегированная сталь, причем существуют две разновидности ее — одна с никелем, а другая без никеля (см. стр. 50).

Немагнитная сталь применяется для того, чтобы избежать добавочных потерь вследствие действия магнитного поля рассеяния в районе бандажа. Предел текучести такой стали составляет в исходном состоянии приблизительно 30 $кГ/мм^2$; эта величина может быть повышена в 3—4 раза путем холодной деформации (наклепа), причем относи-

тельное удлинение и ударная вязкость сохраняются на приемлемом уровне. Правда, пределы текучести и прочности при растяжении оказываются близкими друг к другу. Соотношения некоторых характерных величин, полученные по испытаниям материалов, приведены на рис. 2-1. Так, например, бандажное кольцо при пределе прочности при растяжении 117 *кГ/мм²* имеет предел текучести 104 *кГ/мм²*, т. е. 89% предела прочности. Относительное удлинение при этом все еще составляет $\delta_5 = 27\%$, а удельная вязкость — 14 *кГ/см²*. Такую заготовку, правда, очень трудно обрабатывать. Кроме того, ввиду опасности рекристаллизации структуры и возможного выделения карбида при температуре около 600° С бандажное кольцо нельзя слишком сильно нагревать. Тем самым устанавливается верхний предел для нагрева при посадке бандажа. Недостатком холодной вытяжки (наклепа) являются возникающие при этом внутренние напряжения — так называемые собственные напряжения, которые часто могут достигать значительной величины, причем во время работы машины эти напряжения отнюдь не обязательно снимаются или компенсируются. Другой особенностью, заслуживающей внимания, является модуль упругости, меньший, чем у кованой стали и стального литья, приблизительно на 14%, коэффициент линейного теплового расширения, больший на 64%, чем у указанных материалов. Эти факторы обусловливают большие деформации. Наконец, нельзя не упомянуть об опасности разрушения аустенитной стали вследствие так называемой коррозии под напряжением, причем содержащий никель сплав более подвержен коррозии под напряжением, чем сплавы, содержащие марганец. Эта особенность, правда, еще недостаточно изучена.[1]

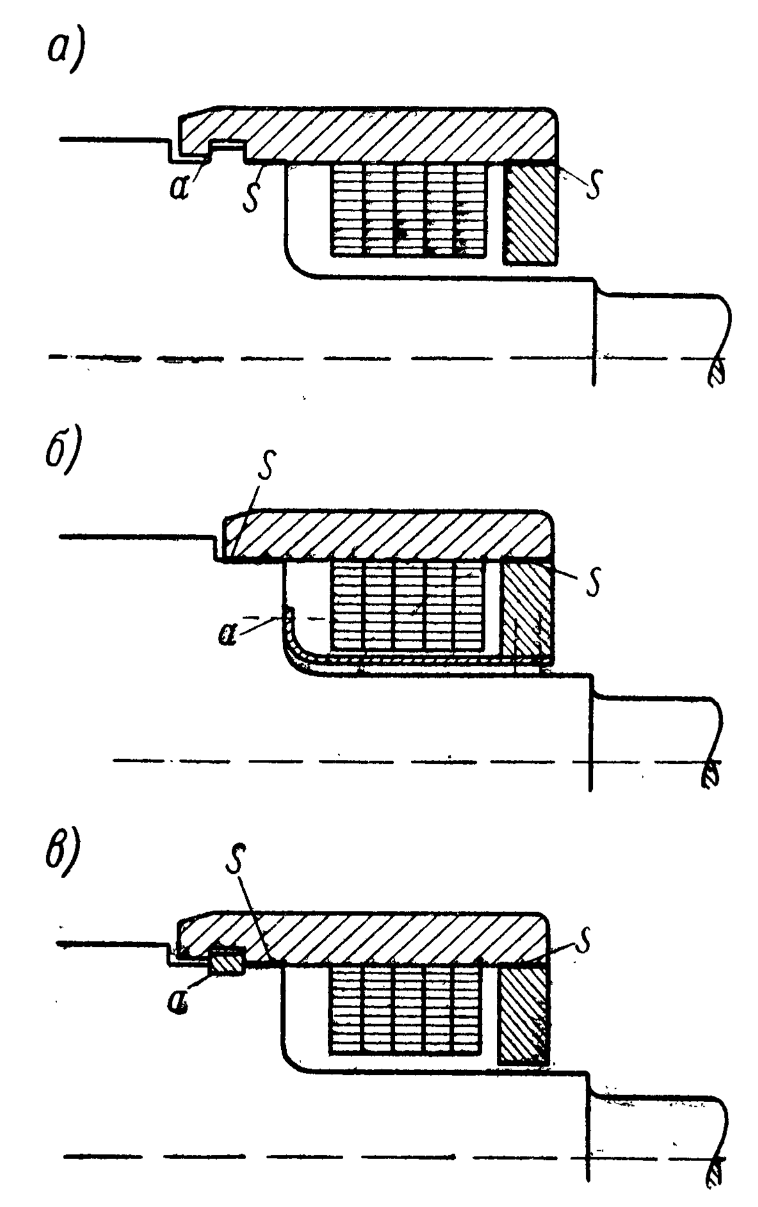


Рис. 10-37. Типы крепления бандажей на бочке ротора
S — горячая посадка с натягом; *a* — восприятие аксиальных усилий

Все эти недостатки, однако, не обесценивают преимуществ — высокой прочности, в значительной мере линейного упругого состояния и высокой работоспособности — этой предварительно наклепанной аустенитной стали, что обусловливает ее применение для изготовления бандажных колец быстроходных турбогенераторов.

Мы будем придерживаться нижеследующего расчета для исполнения по рис. 10-36, *б* с одним местом посадки бандажа на бочку ротора и зазором между центрирующим кольцом и валом. Другие формы ис-

---

[1] Gibb C. Report on investigation into the failure of two 100-MW-turbogenerators. Pros. Instn. Mech. Engrs. 169, 1955, 29, p. 511—538.

Lissner O. An interesting case of stess corrosion. ASEA-Journal 30, 1957, 5, p. 85—91. Corrosion in alternator end-bells. Electr. Journal 26, 1956, p. 1948—1949.

полнения могут рассчитываться аналогичным путем с соответствующими изменениями в ходе расчета. Бандажное кольцо рассматривается как круглоцилиндрическая оболочка постоянной толщины, а центрирующее кольцо — как кольцевой диск равной толщины.

Обозначения. Индекс 1 относится к месту посадки (горячая посадка с натягом) бандажного кольца на бочку ротора, а индекс 2 — к месту посадки на центрирующее кольцо. Индексы R, P, K означают бандажное кольцо, центрирующее кольцо и бочку ротора. При отсутствии буквенного индекса имеется в виду бандажное кольцо и соответствующее значение понятно из текста.

$L = 2l$ — длина бандажного кольца (в аксиальном направлении), *см*;

r — средний радиус бандажного кольца, *см*;

r_a — наружный радиус центрирующего кольца, равный внутреннему радиусу бандажного кольца, *см*;

r_i — внутренний радиус центрирующего кольца, *см*;

h, h_p — толщина бандажного и центрирующего колец, *см*;

b — осевая ширина участка горячей посадки, *см*;

w, w_0 — радиальная и свободная деформация бандажного кольца, *см*;

u, u_0 — радиальная и свободная деформация центрирующего кольца, *см*;

$\bar{s} = sr_a$ — радиальный натяг, *см*;

$s = \bar{s}/r_a$ — относительный радиальный натяг;

E_R — модуль упругости бандажного кольца, *кГ/см²*;

E_0 — модуль упругости центрирующего кольца и бочки ротора, *кГ/см²*;

ν — коэффициент Пуассона (для стали $\nu = 0{,}3$);

$\rho = \gamma/g$ — плотность, *кГ·сек²/см⁴*;

g_R — нагрузка бандажного кольца центробежной силой собственного веса, *кГ/см²*;

p — нагрузка от центробежной силы лобовой части обмотки, *кГ/см²*;

$p + g_R$ — суммарная нагрузка бандажного кольца центробежной силой, *кГ/см²*;

$\omega = \pi n/30$ — угловая скорость, *1/сек*;

n, n_n, n_s — скорость вращения, номинальная скорость вращения, угонная скорость вращения, *об/мин*;

n_1, n_2 — разъединительная скорость вращения бандажного кольца, *об/мин*;

q, X — радиальная нагрузка, приложенная на краях бандажного кольца, *кГ/см*;

m_0 — изгибающий момент посредине аксиальной длины бандажного кольца, *кГ·см/см* $\equiv$ *кГ*;

t — тангенциальная нагрузка бандажного кольца, *кГ/см*;

σ — тангенциальное напряжение, *кГ/см²*;

σ_b — тангенциальное напряжение изгиба посредине аксиальной длины на внутренней кромке бандажного кольца, *кГ/см²*;

σ_r — радиальное напряжение, *кГ/см*²;
σ_v — эквивалентное (приведенное) напряжение, *кГ/см*²;
α_l — коэффициент линейного теплового расширения, 1/*град*;
ϑ — разность между рабочей и монтажной температурами, °C.

2. *Нагрузки на бандажное кольцо в состоянии покоя.* При номинальной скорости вращения бандажное кольцо нагружается в радиальном направлении собственной центробежной силой и центробежной силой лобовой части обмотки. Под действием этой нагрузки бандажное кольцо расширяется, и в месте его посадки может возникнуть зазор. Для предотвращения возникновения этого зазора, который сильно нарушил бы спокойный ход ротора, бандажное кольцо насаживается на бочку ротора горячей посадкой с натягом. Однако в результате натяга возникают радиальные силы, которые действуют на бандажное кольцо в месте посадки. Для упрощения расчета мы допускаем, что нагрузка от сил, порожденных натягом, а также деформация бандажного кольца и место его посадки центрично-симметричны относительно продольной оси. В действительности это не совсем верно, так как бандажное кольцо насаживается на зубцы между несимметричными пазами и радиальные деформации сжатия не являются центрично-симметричными. Разница, однако, невелика, и это допущение вполне приемлемо как приближение.

В процессе сборки бандажное кольцо при первой рабочей операции насаживается в горячем состоянии на центрирующее кольцо, а затем во время второй операции весь бандаж в целом насаживается на бочку ротора. Для расчета сил, порожденных натягом, это подразделение операций никакой роли не играет. Расчет можно вести так, как будто бандажное кольцо одновременно насаживается на бочку ротора и центрирующее кольцо.

В конечном, равновесном состоянии в местах посадки бандажного кольца радиальные силы X действуют как на бандажное кольцо, так и на бочку ротора и центрирующее кольцо. Они растягивают кольцо в месте посадок на w_1 и w_2 и сжимают бочку ротора на u_1 и центрирующее кольцо на u_2. При величинах натяга s_1 и s_2 справедливы следующие зависимости:

$$s_1 = u_1 + w_1; \quad s_2 = u_2 + w_2. \tag{10-91}$$

Перемещения и силы находятся в линейной зависимости. При постоянных α_i и β_{ik} будет

$$\left.\begin{aligned} u_1 &= \alpha_1 X_1; \quad w_1 = \beta_{11} X_1 + \beta_{12} X_2; \\ u_2 &= \alpha_2 X_2; \quad w_2 = \beta_{21} X_1 + \beta_{22} X_2. \end{aligned}\right\} \tag{10-92}$$

Постоянные пропорциональности в этой взаимосвязи называют также коэффициентами влияния. Так, например, β_{12} выражает влияние силы X_2 на расширение в месте посадки *1* (первый индекс указывает на место, второй индекс — на действие) — см. рис. 10-38. Коэффициенты влияния зависят не только от постоянных упругости, но и от геометрии детали. Для бандажного кольца из соображений

симметрии справедливо, с одной стороны, $\beta_{11} = \beta_{22}$, а с другой стороны, согласно теореме взаимности теории упругости $\beta_{12} = \beta_{21}$[1]. Величины β_{11} и β_{12} указаны на рис. 10-39 и 10-40 и представлены графически (для $h/r = 0{,}1182$) в зависимости от относительной длины бандажного кольца L/r. Коэффициент влияния α_2 для центрирующего кольца может быть установлен из табл. 10-5. При этом будет

Рис. 10-38. Коэффициенты влияния и их значение для бандажа ротора с симметричной по окружности нагрузкой. Толстые стрелки — поперечные силы (постоянные по окружности); тонкие стрелки — деформации (постоянные по окружности)

1 — место посадки на бочке ротора; *2* — место посадки на центрирующем кольце

$$E_0\alpha_2 = \frac{r_a}{h_p}\left(\frac{1+k^2}{1-k^2} - \nu\right),$$

$$k = \frac{r_i}{r_a}, \qquad (10\text{-}93)$$

в то время как коэффициент α_1 в качестве радиальной деформации u_1 под действием $X_1 = 1$ должен рассчитываться с учетом конструкции бочки ротора и для данного общего случая его следует рассматривать как заданную величину.[2]

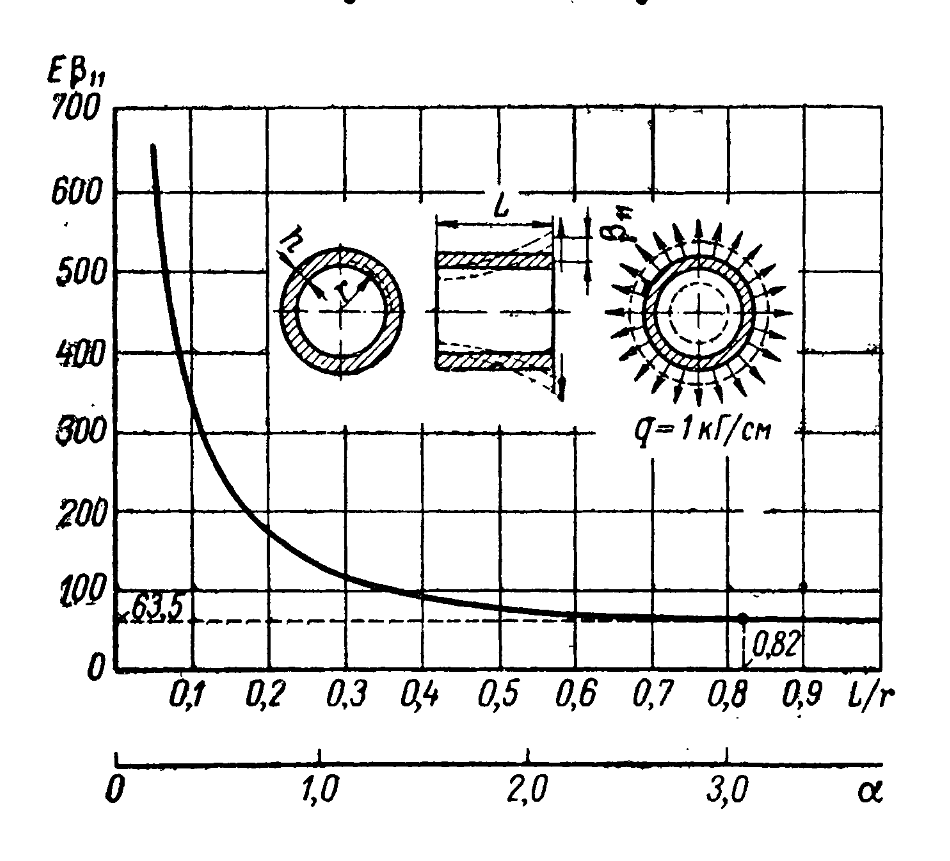


Рис. 10-39. Коэффициент влияния β_{11} для жесткой на изгиб круглоцилиндрической оболочки, нагруженной симметрично по окружности

$h/r = 0{,}1182$; $\nu = 0{,}3$

Рис. 10-40. Коэффициент влияния β_{12} для жесткой на изгиб круглоцилиндрической оболочки, нагруженной симметрично по окружности

$h/r = 0{,}1182$; $\nu = 0{,}3$

---

[1] Вывод коэффициентов влияния из дифференциального уравнения для круглоцилиндрической оболочки дается в приложении 5.

[2] Было бы, например, неверно рассматривать бочку ротора как сплошной диск, так как при этом не учитывалось бы влияние пазов. Можно произвести подразделение бочки ротора на внутреннюю зону без пазов и наружную зону с пазами и взаимно налагать действие обеих зон по принципу последовательно соединенных пружин. Более сложной является оценка эффективной ширины дисков отдельных зон. Более простым и точным будет измерение на объекте.

Уравнения (10-91) и (10-92) приводят к неоднородной системе уравнений для двух неизвестных X_1 и X_2, решение которой дает

$$\left.\begin{aligned} X_1 &= \frac{1}{N}\left[(\beta_{11}+\alpha_2)\,s_1-\beta_{12}s_2\right];\\ X_2 &= \frac{1}{N}\left[(\beta_{11}+\alpha_1)\,s_2-\beta_{12}s_1\right], \end{aligned}\right\} \qquad (10\text{-}94)$$

где $\quad N = (\beta_{11}+\alpha_1)(\beta_{11}+\alpha_2)-\beta_{12}^2.$

Отсюда по уравнениям (10-92) определяются радиальные деформации. Тангенциальная сила в бандажном кольце (см. рис. П-6) тогда составляет

$$t = \frac{E_R h}{r}\,w,$$

а тангенциальное напряжение

$$\sigma = \frac{t}{h} = \frac{E_R}{r}\,w. \qquad (10\text{-}95)$$

Изгибающий момент в середине бандажного кольца рассчитывается с коэффициентом влияния λ по уравнению $m_0 = \lambda\,(X_1 + X_2)$, так как обе составляющие нагрузки $q = X_1$ и $q = X_2$ могут взаимно налагаться.[1] Величина λ указана на рис. 10-41 и представлена графически (для $h/r = 0{,}1182$; $\nu = 0{,}3$) в зависимости от относительной длины бандажного кольца. Тангенциальное напряжение изгиба на внутренней кромке бандажа будет при этом

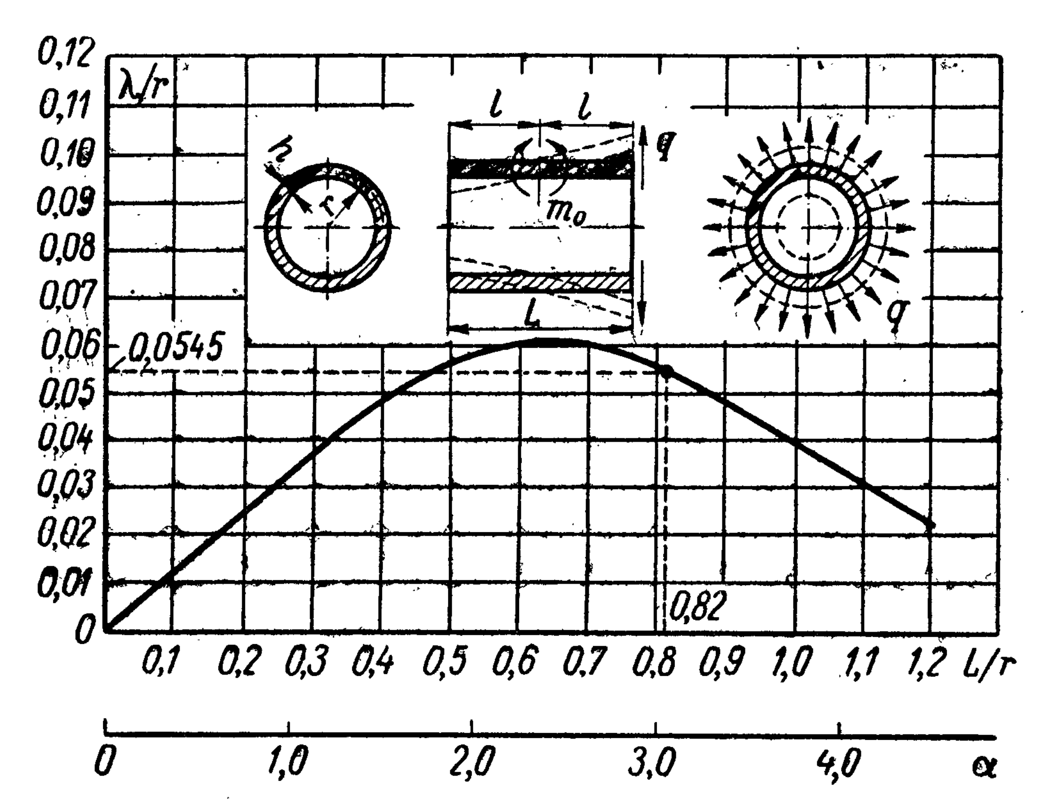


Рис. 10-41. Аксиальный изгибающий момент в середине жесткой на изгиб круглоцилиндрической оболочки, нагруженной симметрично по окружности

$m_0 = \lambda q$; $h/r = 0{,}1182$; $\nu = 0{,}3$

$$\sigma_b = \frac{6m_0}{h^2} = \pm\,\frac{6\lambda\,(X_1+X_2)}{h^2}\,. \qquad (10\text{-}96)$$

Определяющее эквивалентное напряжение σ_v, а следовательно, и наибольшая нагрузка бандажного кольца в состоянии покоя действуют при нормальной длине бандажей в местах посадки бандажного кольца. Оно создается согласно GE-гипотезе тангенциальным напряжением σ и радиальным напряжением

$$\sigma_r = -X/b \qquad (10\text{-}97)$$

в обоих местах посадки по уравнению

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2+\sigma_r^2-\sigma\sigma_r}\,. \qquad (10\text{-}98)$$

[1] Если обе силы, порожденные натягом, X_1 и X_2 равны между собой, то тогда получается наибольшее по абсолютной величине краевое напряжение изгиба от натяга. Если они только приближенно равны, что практически имеет место в большинстве случаев, то максимум сдвигается из середины лишь незначительно, так что уравнение (10-96) дает хорошее приближение для максимальной величины.

3. Влияние нагрева в состоянии покоя. Повышение температуры бандажного кольца, центрирующего кольца и бочки ротора по сравнению с монтажной температурой может учитываться за счет того, что величина натяга s вводится в расчет увеличенной на разность радиальных деформаций бандажного кольца и места посадки. При этом в уравнение (10-94) вместо s необходимо лишь подставить величину $(s)_t$ для каждого места посадки:

$$\left.\begin{aligned}(s_1)_t &= s_1 + r_a\left(\alpha_{lK}\vartheta_K - \alpha_{lR}\vartheta_R\right);\\ (s_2)_t &= s_2 + r_a\left(\alpha_{lP}\vartheta_P - \alpha_{lR}\vartheta_R\right),\end{aligned}\right\} \qquad (10\text{-}99)$$

в то время как остальные уравнения остаются правильными. Ввиду большого коэффициента линейного теплового расширения α_{lR} бандажного кольца из аустенитной стали выражение в скобках в уравнении (10-99), как правило, становится отрицательным и, следовательно, будет $(s)_t < s$, т. е. нагрев обычно уменьшает величину натяга.

Пример к пп. 2 и 3. Заданы следующие характеристики бандажа ротора турбогенератора кажущейся мощностью около 170 *ква*: $L = 2l = 45$ *см*; $r = 55$ *см*; $r_a = 52$ *см*; $r_i = 33$ *см*; $h = 6{,}5$ *см*; $h_p = 5{,}0$ *см*; $b_1 = 2{,}8$ *см*; $b_2 = 2{,}6$ *см*; $\bar{s}_1 = 2{,}7‰$; $\bar{s}_2 = 2{,}0‰$; $\sigma_B = 100$ *кГ/мм²*; $\sigma_S = 78{,}5\%\ \sigma_B = 78{,}5$ *кГ/мм²*; $E_0\alpha_1 = 13{,}9$ (задано); $E_0 = 2{,}1\cdot10^6$ *кГ/см²*; $E_R = 1{,}8\cdot10^6$ *кГ/см²*; $\nu = 0{,}3$.

Рассчитываются:

$$s_1 = 2{,}7\cdot52/1000 = 0{,}1403\ \text{см};\quad s_2 = 2{,}0\cdot52/1000 = 0{,}1040\ \text{см};$$

$$L/r = 45/55 = 0{,}82;\quad h/r = 6{,}5/55 = 0{,}118;\quad k = r_i/r_a = 33/52 = 0{,}635;$$

$$E_0\alpha_2 = \frac{52}{5{,}0}\left(\frac{1+0{,}635^2}{1-0{,}635^2} - 0{,}3\right) = 21{,}3. \qquad (10\text{-}93)$$

По рис. 10-39

$$E_R\beta_{11} = 63{,}5^1;\ E_0\beta_{11} = \frac{2{,}1}{1{,}8}63{,}5 = 74{,}1.$$

[1] Если рассматривать, как это еще часто делается, бандажное кольцо не как круглоцилиндрическую оболочку, а как два независимых друг от друга кольца, которые отдельно насажены на центрирующее кольцо и бочку ротора, то необходимо знать их мнимую (виртуальную) длину. В соответствии с коэффициентами влияния $\beta_{11} = \beta_{22}$ по формулам приложения 1 получилась бы длина бандажного кольца

$$l = \frac{r}{h}\cdot\frac{r}{E_R\beta_{11}} = \frac{1}{0{,}1182}\cdot\frac{55}{63{,}5} = 7{,}33\ \text{см}.$$

В результате независимости колец друг от друга не учитывалось бы, однако, взаимное влияние сил натяга в местах посадки, выражаемое коэффициентом влияния β_{12}. Это обстоятельство можно по крайней мере частично компенсировать путем подстановки в расчет длины бандажного кольца

$$l = \frac{r}{h}\cdot\frac{r}{E_R(\beta_{11}-\beta_{12})} = \frac{1}{0{,}1182}\cdot\frac{55}{63{,}5-7{,}0} = 8{,}23\ \text{см},$$

что будет точным только для одинаковых размеров натяга в обоих местах посадки. При неодинаковых значениях натяга, как это обычно бывает, такое рассуждение, которое якобы приводит к простым методам расчета, может иметь только смысл приближения.

По рис. 10-40

$$E_R\beta_{12} = -7{,}0;\quad E_0\beta_{12} = \frac{2{,}1}{1{,}8}(-7{,}0) = -8{,}17.$$

По рис. 10-41

$$\lambda/r = 0{,}0545;$$

$${}^2_0N = (74{,}1 + 13{,}9)(74{,}1 + 21{,}3) - (-8{,}17)^2 = 8333; \qquad (10\text{-}94)$$

$$X_1 = \frac{2{,}1\cdot 10^6}{8333}[(74{,}1 + 21{,}3)\ 0{,}1403 - (-8{,}17)\ 0{,}1040] = 3590\ \text{кГ/см};$$

$$X_2 = \frac{2{,}1\cdot 10^6}{8333}[(74{,}1 + 13{,}9)\ 0{,}1040 - (-8{,}17)\ 0{,}1403] = 2600\ \text{кГ/см};$$

$$\sigma_{r1} = -\frac{3590}{2{,}8} = -1280\ \text{кГ/см}^2;\quad \sigma_{r2} = -\frac{2600}{2{,}6} = -1000\ \text{кГ/см}^2; \qquad (10\text{-}97)$$

$$\left.\begin{aligned} E_0w_1 &= 74{,}1\cdot 3590 - 8{,}17\cdot 2600 = 2{,}45\cdot 10^5\ \text{кГ/см};\\ E_0w_2 &= -8{,}17\cdot 3590 + 74{,}1\cdot 2600 = 1{,}63\cdot 10^5\ \text{кГ/см};\end{aligned}\right\} \qquad (10\text{-}92)$$

$$\sigma_1 = \frac{1{,}8}{2{,}1}\cdot\frac{2{,}45\cdot 10^5}{55} = 3780\ \text{кГ/см}^2;\quad \sigma_2 = \frac{1{,}8}{2{,}1}\cdot\frac{1{,}63\cdot 10^5}{55} = 2540\ \text{кГ/см}^2; \qquad (10\text{-}95)$$

$$\sigma_b = \frac{6\cdot 0{,}0545\cdot 55}{6{,}5^2}(3590 + 2600) = \pm 2640\ \text{кГ/см}^2$$ (середина бандажного кольца); (10-96)

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{v1} &= \sqrt{3780^2 + (-1280)^2 - 3780(-1280)} = \\ &= 4570\ \text{кГ/см}^2 = 58\%\ \sigma_S \\ \sigma_{v2} &= \sqrt{2540^2 + (-1000)^2 - 2540(-1000)} = 3160\ \text{кГ/см}^2 \end{aligned}\right\}$$ (концы бандажного кольца). (10-98)

Аксиально направленное напряжение изгиба в середине бандажного кольца на его кромке не является определяющим! Определяющее значение имеет эквивалентное напряжение на кромке бандажного кольца со стороны бочки ротора.

Влияние нагрева. Заданы: $\alpha_{lR} = 18\cdot 10^{-6}$ на 1° С; $\alpha_{lP} = 11\cdot 10^{-6}$ на 1° С; $\vartheta_R = 60°$ С; $\vartheta_P = 50°$ С; $\vartheta_K = 80°$ С.

Рассчитываются:

$$\left.\begin{aligned} (s_1)_t &= 0{,}1403 + 52(11\cdot 80 - 18\cdot 60)\cdot 10^{-6} = 0{,}130\ \text{см};\\ (s_2)_t &= 0{,}1040 + 52(11\cdot 80 - 18\cdot 50)\cdot 10^{-6} = 0{,}103\ \text{см};\end{aligned}\right\} \qquad (10\text{-}99)$$

$$(X_1)_t = 3340\ \text{кГ/см};\quad (X_2)_t = 2550\ \text{кГ/см}; \qquad (10\text{-}94)$$

$$(\sigma_{v1})_t = 4250\ \text{кГ/см}^2 = 54\%\sigma_S;\quad (\sigma_{v2})_t = 3140\ \text{кГ/см}^2. \qquad (10\text{-}98)$$

Нагрев снижает силы натяга и эквивалентное напряжение приблизительно на 7%.

4. *Нагрузки на бандажное кольцо при вращении ротора.* В установившемся режиме работы на бандажное кольцо действуют центробежные силы, которые создают значительные радиальные деформации. Бандажное кольцо нагружается не только собственной центробежной силой g_R, но и центробежной силой p лобовой части обмотки. Обмотка

прилегает практически без зазора к внутренней стороне бандажного кольца (см. рис. 10-36). Таким образом, общая нагрузка состоит из составляющей $p(\omega^2)$ лобовой части обмотки в качестве посторонней нагрузки и собственной центробежной силы $g_R = \rho r h \omega^2$. Обе составляющие пропорциональны квадрату угловой скорости ω или скорости вращения $n = 30\,\omega/\pi$. При этом постоянное по всей длине бандажного кольца со свободными краями радиальное расширение вследствие действия p и g_R составляет по уравнению (П-23) в приложении 5

$$w_0(\omega^2) = \frac{p(\omega^2)\, r^2}{E_R h} + \frac{\rho\omega^2 r^3}{E_R}. \qquad (10\text{-}100)$$

Свободные расширения обоих мест посадки на бочку ротора и центрирующее кольцо также пропорциональны ω^2 и соответственно обозначаются через $u_{10}(\omega^2)$ и $u_{20}(\omega^2)$.

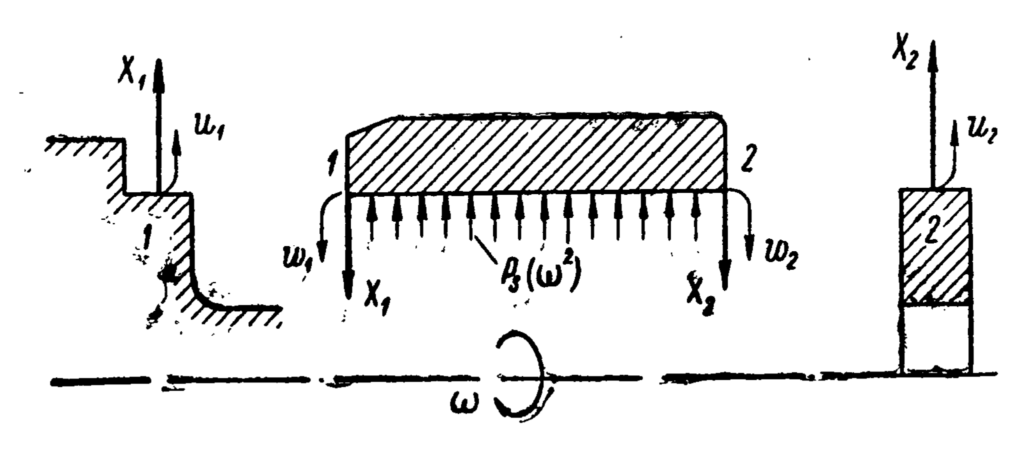


Рис. 10-42. Силы и деформации жесткого на изгиб бандажного кольца, нагруженного симметрично по окружности, в местах его посадки во время работы генератора

1 — место посадки на бочку ротора; *2* — место посадки на стороне центрирующего кольца

Если, например, центрирующее кольцо рассматривается как кольцевой диск постоянной толщины с отношением радиусов $k = r_i/r_a$, то по табл. 10-5 будет

$$u_{20}(\omega^2) = \frac{\rho_p \omega^2 r_a^3}{E_0} \times \frac{1}{4}\left[1 - \nu + k^2(3 + \nu)\right]. \qquad (10\text{-}101)$$

Если же представить себе вращающееся бандажное кольцо насаженным без усилия или зазора на бочку ротора и центрирующее кольцо, то для того, чтобы посадки не разъединялись, по окружности должны действовать силы X в радиальном направлении (рис. 10-42). В противоположность процессу натяга в данном случае это растягивающие силы.[1] Условия неразъединения выражаются при этом следующими уравнениями: $u_1 + w_1 = 0$; $u_2 + w_2 = 0$, в то время как уравнения деформации принимают вид:

$$\left.\begin{aligned} u_1 &= u_{10} + \alpha_1 X_1(\omega^2);\quad w_1 = -w_0 + \beta_{11}X_1(\omega^2) + \beta_{12}X_2(\omega^2);\\ u_2 &= u_{20} + \alpha_2 X_2(\omega^2);\quad w_2 = -w_0 + \beta_{21}X_1(\omega^2) + \beta_{22}X_2(\omega^2). \end{aligned}\right\} \qquad (10\text{-}102)$$

Условия неразъединения и уравнения деформации приводят к выражениям для двух неизвестных:

$$\left.\begin{aligned} X_1(\omega^2) &= \frac{1}{N}\left[(w_0 - u_{10})(\beta_{11} + \alpha_2) - (w_0 - u_{20})\beta_{12}\right];\\ X_2(\omega^2) &= \frac{1}{N}\left[(w_0 - u_{20})(\beta_{11} + \alpha_1) - (w_0 - u_{10})\beta_{12}\right];\\ N &= (\beta_{11} + \alpha_1)(\beta_{11} + \alpha_2) - \beta_{12}^2. \end{aligned}\right\} \qquad (10\text{-}103)$$

---

[1] Следует обратить внимание на разные знаки у X, u и w по рис. 10-38 и 10-42.

Эти силы растяжения $X(\omega^2)$ должны налагаться на рассчитанные в предыдущем пункте силы сжатия X вследствие натяга. Эти силы также пропорциональны квадрату скорости вращения; если внести их в диаграмму [1] в виде парабол в зависимости от n (рис. 10-43) и одновременно нанести силы давления из расчета натяга, то в точке пересечения обеих кривых мы получим ту скорость вращения $n = n_i$ $(i = 1, 2)$, при которой обе силы взаимно компенсируются, т. е. при этой скорости вращения в месте посадки никакого силового воздейст-

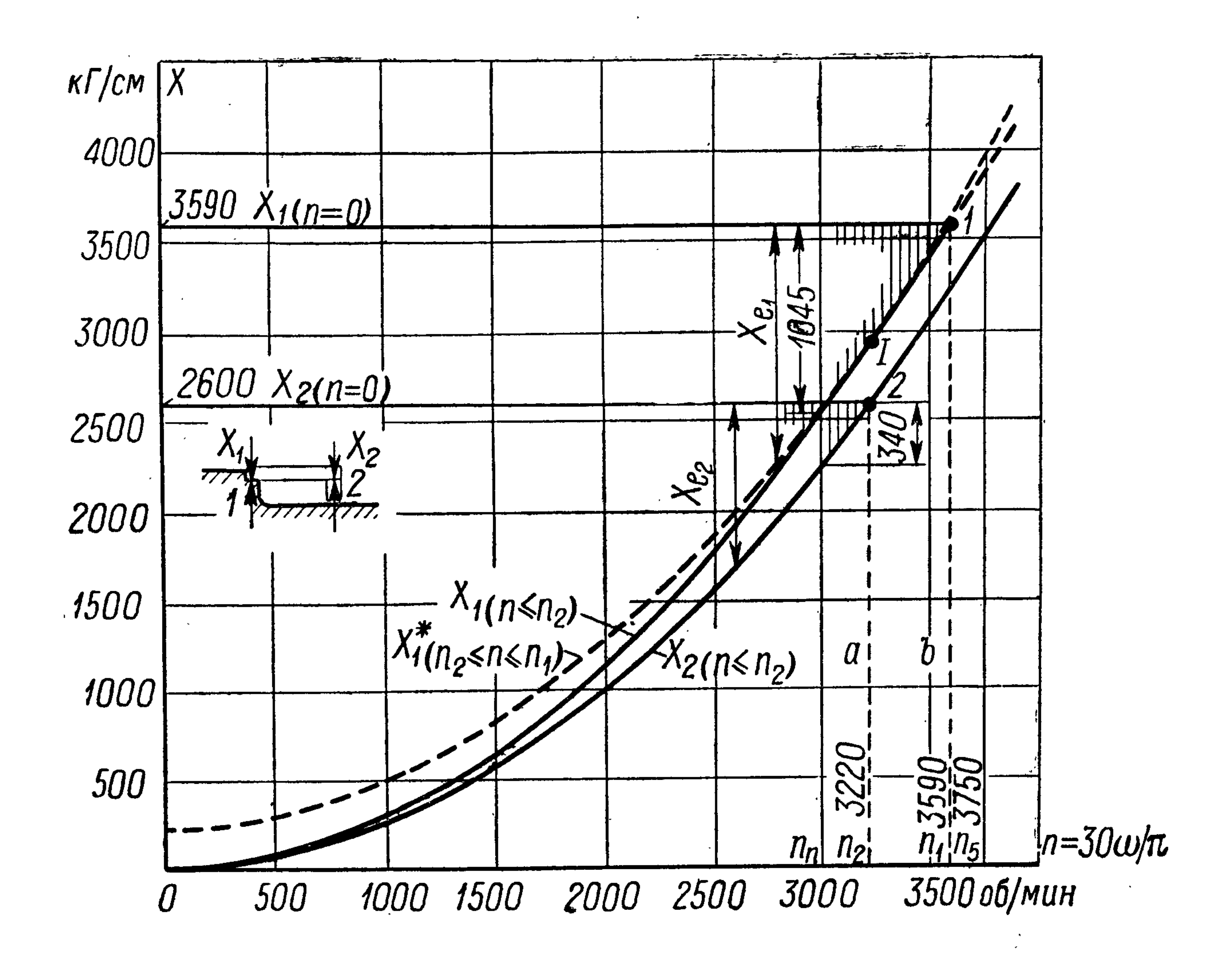


Рис. 10-43. Радиальные силы в местах посадки бандажного кольца, нагруженного симметрично по окружности, в зависимости от скорости вращения. Диаграмма для определения разъединительной скорости вращения кольца

$X_{n=0}$ — сила натяга в состоянии покоя; X_e — сила натяга при вращении ротора; n_n — номинальная скорость вращения; n_s — угонная скорость вращения; n_1, n_2 — разъединительные скорости вращения бандажного кольца; a — начало разъединения в месте посадки *2*; b — начало разъединения в месте посадки *1*

вия на бандажное кольцо или объемлемую деталь не существует. Эту скорость называют разъединительной скоростью вращения. Если дальше повышать скорость вращения, то для того, чтобы обеспечивался контакт также и при более высоких скоростях вращения, в местах посадки должны начать действовать растягивающие силы, что, однако, невозможно по конструктивным причинам. Однако бандажное кольцо отделяется от обоих мест посадки не одновременно. Определяющее значение имеет первая точка пересечения взаимосвязанных кривых X. В нашем примере (рис. 10-43) это относится к месту посадки *2* на центрирующее кольцо. Если интерес представляет также

[1] Этой диаграмме сил, обусловленных натягом, можно противопоставить аналогичную диаграмму для расширений (см. рис. 10-18).

и разъединительная скорость другого места посадки, то следует учесть, что предпосылки предыдущего расчета выполняются уже неполностью. В представленном на рис. 10-43 случае для X_2 (ω^2) при $n \geqslant n_2$ теперь следует подставлять постоянную величину, которая равна «величине натяга» X_2 в состоянии покоя. При этом в формулах (10-102) X_1 (ω^2) надо заменить на X_1^* (ω^2), тогда

$$X_1^*\left(\omega^2\right) = \frac{w_0\left(\omega^2\right) - u_{10}\left(\omega^2\right) - \beta_{12}X_2}{\beta_{11} + \alpha_1}. \tag{10-104}$$

Для $n = n_2$ (точка *1*) обе параболы X_1 (ω^2) и X_1^* (ω^2) дают идентичные величины. Тогда для $n > n_2$ справедлива парабола X_1^* (ω^2), и в точке пересечения с ординатой, определяющей величину натяга X_1 в состоянии покоя (точка *1*), получается вторая искомая разъединительная скорость вращения для места посадки *1*, т. е. на стороне бочки ротора. Для всех еще более высоких скоростей вращения $n > n_1$ бандажное кольцо будет освобожденным от посадок и симметрично нагруженным. Эффективные силы сжатия X_{e1} и X_{e2} при «разгоне» задаются интервалом между ограничивающими заштрихованными участками на рис. 10-43. В диапазоне от состояния покоя до разъединительных скоростей вращения они убывают в квадратичной зависимости. Если известно X_e, то по формуле (10-102) можно рассчитать также радиальную деформацию w, причем значение X следует заменить на X_e. По уравнениям (10-95), (10-96) и (10-97) определяются напряжения σ, σ_b и σ_r при любых скоростях вращения вплоть до разъединительной.

В бандаже, освобожденном от посадок, вместе с X исчезает также изгибное напряжение σ_b, а также вызываемое действием X и рассчитываемое по уравнению (10-97) радиальное напряжение σ_r. Сохраняющееся тангенциальное напряжение для постоянной по всей поверхности бандажного кольца радиальной деформации w_0 (ω^2) составляет

$$\sigma = E_R w_0\left(\omega^2\right)/r, \tag{10-105}$$

а соответствующее радиальное напряжение на внутреннем радиусе, вызываемое нагрузкой лобовой части обмотки,

$$\sigma_r = -\sigma h/r_a. \tag{10-106}$$

В качестве эквивалентного напряжения здесь можно применять напряжение, вычисляемое по уравнению (10-98).

5. *Влияние нагрева при вращении ротора.* Влияние нагрева во время работы можно вычислить путем прибавления к свободным деформациям бандажного кольца, бочки ротора и центрирующего кольца постоянных составляющих теплового расширения. При этом вместо уравнений (10-100) и (10-101) будут справедливы уравнения:

$$\left.\begin{aligned} \left(w_0\right)_t &= w_0\left(\omega^2\right) + \alpha_{lR}\vartheta_R r; \\ \left(u_{10}\right)_t &= u_{10}\left(\omega^2\right) + \alpha_{lK}\vartheta_K r_a; \\ \left(u_{20}\right)_t &= u_{20}\left(\omega^2\right) + \alpha_{lP}\vartheta_P r_a. \end{aligned}\right\} \tag{10-107}$$

Все остальные уравнения остаются неизменными, если вместо w_0, u_{10} и u_{20} подставить соответствующие величины по уравнениям (10-107). При определенных условиях нагрев может иметь следствием значительное снижение разъединительной скорости вращения бандажного кольца.

Пример к пп. 4 и 5. Заданные величины предыдущего примера дополняются следующими величинами: $n_n = 3000$ *об/мин*; $n_s = 125\%\ n_n = 3750$ *об/мин*; $\gamma_R = 8{,}00 \cdot 10^{-3}$ *кГ/см*³; $\gamma_P = 7{,}85 \cdot 10^{-3}$ *кГ/см*³; $p = 1{,}93 \times 10^{-5}$ *кГ/см*²; $E_0 u_{10} = 5{,}02 \cdot 10^{-3} n^2$ *кГ/см*.

Рассчитываются:

$$\rho_R \omega^2 = \frac{\gamma_R}{g}\left(\frac{n\pi}{30}\right)^2 = \frac{8{,}00 \cdot 10^{-3} \pi^2 n^2}{981 \cdot 30^2} = 8{,}93 \cdot 10^{-8} n^2;$$

$$\rho_P \omega^2 = \frac{\gamma_P}{g}\left(\frac{n\pi}{30}\right)^2 = \frac{7{,}85 \cdot 10^{-3} \pi^2 n^2}{981 \cdot 30^2} = 8{,}77 \cdot 10^{-8} n^2;$$

$$E_0 u_{20} = 8{,}77 \cdot 10^{-8} n^2 \cdot 52^3 \frac{1}{4}\left[1 - 0{,}3 + 0{,}635^2 (3 + 0{,}3)\right] = 6{,}26 \cdot 10^{-3} n^2; \quad (10\text{-}101)$$

$$E_R w_0 = \left(\frac{1{,}93 \cdot 10^{-5} \cdot 55^2}{6{,}5} + 8{,}93 \cdot 10^{-8} \cdot 55^3\right) n^2 = (8{,}98 + 14{,}88) \cdot 10^{-3} n^2 = 23{,}9 \cdot 10^{-3} n^2;^{1} \quad (10\text{-}100)$$

$$E_0 w_0 = \frac{2{,}1}{1{,}8} 23{,}9 \cdot 10^{-3} n^2 = 27{,}9 \cdot 10^{-3} n^2;$$

$$X_1(\omega^2) = \frac{10^{-3}}{8333}\left[(27{,}9 - 5{,}02)(74{,}1 + 21{,}3) - (27{,}9 - 6{,}26)(-8{,}17)\right] = 2{,}83 \cdot 10^{-4} n^2; \quad (10\text{-}103)$$

$$X_2(\omega^2) = \frac{10^{-3} n^2}{8333}\left[(27{,}9 - 6{,}26)(74{,}1 + 13{,}9) - (27{,}9 - 5{,}02)(-8{,}17)\right] = 2{,}51 \cdot 10^{-4} n^2,$$

$$X_1^*(\omega^2) = \frac{(27{,}9 - 5{,}02) \cdot 10^{-3} n^2 - (-8{,}17) \cdot 2600}{74{,}1 + 13{,}9} = 2{,}60 \cdot 10^{-4} n^2 + 240. \quad (10\text{-}104)$$

Определение n_2 и n_1:

$$X_2(\omega^2) = X_2; \quad 2{,}51 \cdot 10^{-4} n^2 = 2600 \to n_2 = 3220 \text{ об/мин};$$

$$X_1^*(\omega^2) = X_1; \quad 2{,}60 \cdot 10^{-4} n^2 + 240 = 3590 \to n_1 = 3600 \text{ об/мин}.$$

Проверка:

$$(X_1)_{n_2} = 2{,}83 \cdot 10^{-4} \cdot 3220^2 = 2930 \text{ кГ/см};$$

$$(X_1^*)_{n_2} = 2{,}60 \cdot 10^{-4} \cdot 3220^2 + 240 = 2930 \text{ кГ/см}.$$

Эффективные силы натяга при номинальной скорости вращения ($n = n_n$):

$$X_{e1} = X_1 - X_1(\omega^2); \quad (X_{e1})_{n_n} = 3590 - 2{,}83 \cdot 10^{-4} \cdot 3000^2 = 1045 \text{ кГ/см};$$

$$X_{e2} = X_2 - X_2(\omega^2); \quad (X_{e2})_{n_n} = 2600 - 2{,}51 \cdot 10^{-4} \cdot 3000^2 = 340 \text{ кГ/см}.$$

---

[1] Доля центробежной силы собственного веса, равная 14,88/23,9 = 62,5%, является значительной. Поэтому усиление бандажного кольца путем увеличения толщины h было бы малоэффективным.

Деформации при номинальной скорости вращения ($n = n_n$):

$$\left.\begin{aligned}(E_0 w_1)_{n_n} &= -27{,}9 \cdot 10^{-3} \cdot 3000^2 + 74{,}1 \cdot 1045 - 8{,}17 \cdot 340 = \\ &= -1{,}76 \cdot 10^5 \ \kappa\Gamma/\text{см};\\ (E_0 w_2)_{n_n} &= -27{,}9 \cdot 10^{-3} \cdot 3000^2 - 8{,}17 \cdot 1045 + 74{,}1 \cdot 340 = \\ &= -2{,}34 \cdot 10^5 \ \kappa\Gamma/\text{см}.\end{aligned}\right\} \qquad (10\text{-}102)$$

Напряжения при номинальной скорости вращения ($n = n_n$):

$$\left.\begin{aligned}(\sigma_1)_{n_n} &= \frac{1{,}8}{2{,}1} \cdot \frac{1{,}76 \cdot 10^5}{55} = 2740 \ \kappa\Gamma/\text{см}^2, \ \sigma_1 = 3780 \ \kappa\Gamma/\text{см}^2;\\ (\sigma_2)_{n_n} &= \frac{1{,}8}{2{,}1} \cdot \frac{2{,}34 \cdot 10^5}{55} = 3650 \ \kappa\Gamma/\text{см}^2, \ \sigma_2 = 2540 \ \kappa\Gamma/\text{см}^2;\end{aligned}\right\} \qquad (10\text{-}95)$$

$$\left.\begin{aligned}\sigma_{r1} &= X_{e1}/b_1, \ (\sigma_{r1})_{n_n} = -1045/2{,}8 = -370 \ \kappa\Gamma/\text{см}^2;\\ \sigma_{r2} &= X_{e2}/b_2, \ (\sigma_{r2})_{n_n} = -340/2{,}6 = -130 \ \kappa\Gamma/\text{см}^2;\end{aligned}\right\} \qquad (10\text{-}97)$$

$$\left.\begin{aligned}(\sigma_{v1})_{n_n} &= \sqrt{2740^2 + (-370)^2 - 2740\,(-370)} = 2940 \ \kappa\Gamma/\text{см}^2;\\ (\sigma_{v2})_{n_n} &= \sqrt{3650^2 + (-130)^2 - 3650\,(-130)} = 3710 \ \kappa\Gamma/\text{см}^2 = 47\%\sigma_S.\end{aligned}\right\} \qquad (10\text{-}98)$$

Деформации и напряжения при угонной скорости вращения ($n = n_s$, освобожденное от посадок бандажное кольцо):

$$(w_0)_{n_s} = 23{,}9 \cdot 10^{-3} \cdot 3750^2/(1{,}8 \cdot 10^6) = 0{,}186 \ \text{см};$$

$$(\sigma)_{n_s} = 23{,}9 \cdot 10^{-3} \cdot 3750^2/55 = 6100 \ \kappa\Gamma/\text{см}^2; \qquad (10\text{-}105)$$

$$(\sigma_r)_{n_s} = 6100 \cdot 6{,}5/52 = -760 \ \kappa\Gamma/\text{см}^2; \qquad (10\text{-}106)$$

$$(\sigma_v)_{n_s} = \sqrt{6100^2 + (-760)^2 - 6100\,(-760)} = 6500 \ \kappa\Gamma/\text{см}^2 = 83\%\sigma_S. \qquad (10\text{-}98)$$

Значения напряжений приведены в табл. 10-7.

Таблица 10-7. **Нагрузки бандажных колец в различных режимах работы**

Режим работы	Состояние бандажа	Максимальная нагрузка		
		σ_v, *кГ/см²*	в процентах от предела текучести $\sigma_S = 78{,}5$ *кГ/мм²*	в процентах от предела прочности при растяжении $\sigma_B = 100$ *кГ/мм²*
Покой	Холодный	4570	58	46
	Нагретый	4250	54	43
Вращение $n_n = 3000$ *об/мин*	Холодный	3710	47	37
	Нагретый	<3710	<47	<37
Вращение $n_s = 3750$ *об/мин*	Холодный, Нагретый	6500	83	65

Влияние нагрева. С данными на стр. 379, 382 и далее будет:

$$(E_0w_0)_t = 27{,}9\cdot 10^{-3}n^2 + 2{,}1\cdot 10^6\cdot 18\cdot 10^{-6}\cdot 60\cdot 55 = 27{,}9\cdot 10^{-3}n^2 + 12{,}45\cdot 10^4 \text{ кГ/см}; \quad (10\text{-}107)$$

$$(E_0u_{10})_t = 5{,}02\cdot 10^{-3}n^2 + 2{,}1\cdot 10^6\cdot 11\cdot 10^{-6}\cdot 80\cdot 52 = 5{,}02\cdot 10^{-3}n^2 + 9{,}61\cdot 10^4 \text{ кГ/см};$$

$$(E_0u_{20})_t = 6{,}26\cdot 10^{-3}n^2 + 2{,}1\cdot 10^6\cdot 11\cdot 10^{-6}\cdot 50\cdot 52 = 6{,}26\cdot 10^{-3}n^2 + 6{,}00\cdot 10^4 \text{ кГ/см};$$

$$[X_2(\omega^2)]_t = \frac{1}{8333}\left[(27{,}9\cdot 10^{-3}n^2 + 12\cdot 45\cdot 10^4 - 6{,}26\cdot 10^{-3}n^2 - 6{,}00\cdot 10^4)\times\right.$$

$$\times(74{,}1 + 21{,}3) - (27{,}9\cdot 10^{-3}n^2 + 12{,}45\cdot 10^4 - 5{,}02\cdot 10^{-3}n^2 -$$

$$\left.- 9{,}61\cdot 10^4)(-8{,}17)\right] = (2{,}51\cdot 10^{-4}n^2 + 708) \text{ кГ/см}. \quad (10\text{-}103)$$

Определение n_2:

$$[X_2(\omega^2)]_t = X_2; \quad 2{,}51\cdot 10^{-4}n^2 + 708 = 2600 \rightarrow n_2 = 2750 \text{ об/мин!}$$

Первая разъединительная скорость вращения бандажного кольца n_2 снизилась вследствие нагрева с 3220 до 2750 *об/мин*, т. е. на 14,5%, и стала меньше номинальной скорости вращения. Прежде чем приступать к выбору новых размеров, следует попытаться повысить разъединительную скорость вращения путем увеличения натяга посадки *2* (бандажное кольцо — центрирующее кольцо) так, чтобы она стала выше номинальной скорости вращения. Принципиальная возможность повышения разъединительной скорости вращения заключается в применении центрирующего кольца из аустенитной стали (так же как бандажное кольцо), т. е. с бóльшим в 18/11 = 1,64 раза коэффициентом теплового расширения и меньшим в 1,8/2,1 = 0,86 раза модулем упругости. При этом центрирующее кольцо лучше сочеталось бы с бандажным кольцом не только в термическом, но и в механическом отношении.

6. Нагрузки на центрирующее кольцо. В холодном состоянии при покое центрирующее кольцо, рассматриваемое как кольцевой диск, подвергается сжатию под действием радиальных сил натяга, приложенных на наружной периферии. По табл. 10-5 и с учетом зависимости $p = -X_2/h_p$ рассчитываются тангенциальные напряжения на наружном и внутреннем радиусах:

$$\sigma_a = p\frac{1+k^2}{1-k^2}; \quad \sigma_i = p\frac{2}{1-k^2}, \quad k = r_i/r_a.$$

Эквивалентное напряжение определяется по уравнению

$$\sigma_{va} = \sqrt{p^2 + \sigma_a^2 - p\sigma_a}, \quad \sigma_{vi} = \sigma_i.$$

В нагретом состоянии при покое σ_v уменьшается пропорционально отношению $(X_2)_t/X_2$ и составляет $(\sigma_v)_t = (X_2)_t/X_2\cdot\sigma_v$.

Пример:

$$p = -2600/5 = -520 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma_a = -520\frac{1+0{,}635^2}{1-0{,}635^2} = -1220 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma_i = -520\frac{2}{1-0{,}635^2} = -1740 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma_{va} = \sqrt{(-520)^2 + (-1220)^2 - (-520)(-1220)} = 1060 \text{ кГ/см}^2 < \sigma_a!$$

$$(\sigma_{vi})_t = \frac{2550}{2600}1740 = 1710 \text{ кГ/см}^2.$$

Определяющее значение здесь имеет тангенциальное напряжение сжатия на внутренней кромке кольца в холодном состоянии при покое.

При вращении ротора определяющей является угонная скорость вращения. После того как перестанут действовать силы натяга, центрирующее кольцо должно рассчитываться как свободно вращающийся кольцевой диск. Максимальное напряжение имеет место на внутренней кромке. По табл. 10-5 определяющее тангенциальное напряжение растяжения и одновременно эквивалентное напряжение составляют:

$$\sigma_{vi} = \sigma_i = \rho_p \omega^2 r_i^2 \frac{1}{4}\left(\frac{3+\nu}{k^2} + 1 - \nu\right), \; k = \frac{r_i}{r_a}.$$

В свободно вращающемся кольце нагрев уже не оказывает никакого влияния на его нагрузку.

Пример:

$$\left(\rho_P \omega^2\right)_{n_s} = 8{,}77 \cdot 10^{-8} \cdot 3750^2 = 1{,}233 \; кГ/см^4;$$

$$\sigma_{vi} = 1{,}233 \cdot \frac{33^2}{4}\left(\frac{3+0{,}3}{0{,}635^2} + 1 - 0{,}3\right) = 2980 \; кГ/см^2.$$

7. *Нагрузки, воспринимаемые бочкой ротора под действием насаженного бандажа.* В холодном состоянии при покое силы натяга X_1 создают по окружности радиальное давление, сжимающее бочку ротора в месте посадки бандажного кольца. Это давление создает нагрузку зубцов ротора по всей их высоте вплоть до основания зубцов. Радиальное напряжение сжатия зубцов в месте посадки бандажа составляет $\sigma_K = -X_1/b_1\varkappa$, причем $\varkappa$ выражает отношение действительной площади контакта посадки с натягом к полной поверхности посадки $2\pi r_a b_1$. Площадь контакта посадки с натягом меньше этой величины ($\varkappa < 1$) ввиду пазовости в нейтральной зоне.

В нагретом состоянии при покое σ_K уменьшается пропорционально отношению $(X_1)_t/X_1$, т. е.

$$\left(\sigma_K\right)_t = \frac{(X_1)_t}{X_1}\sigma_K.$$

Пример:

$$\varkappa = 0{,}6; \; \sigma_K = \frac{3590}{2{,}8 \cdot 0{,}6} = 2140 \; кГ/см^2; \quad \left(\sigma_K\right)_t = \frac{3340}{3590} 2140 = 1990 \; кГ/см^2.$$

При вращении ротора определяющее значение имеет угонная скорость вращения. После исчезновения натяга при угонной (разъединительной) скорости бандаж уже не оказывает никакого влияния на бочку ротора, а вместе с тем теряет значение также и влияние нагрева.

8. *Дополнительные нагрузки, воспринимаемые бандажом вследствие отклонений распределения нагрузки от симметричного по окружности.* В начале расчета мы с целью упрощения приняли допущение о том, что нагрузки как в состоянии покоя, так и при работе машины распределены симметрично относительно оси. Вследствие этого нагрузки оказывались независимыми от углового положения по окружности. В действительности же на роторе, и в особенности в лобовой

части обмотки, можно различать полюсную плоскость *I* и нейтральную плоскость *II* — см. рис. 10-44, *а* (названия связаны с распределением магнитного поля в роторе). На рис. 10-44, *б* отдельные проводники, из которых состоит лобовая часть обмотки, изображены развернутыми по образующей цилиндра. Нетрудно убедиться, что на участках *АА* (полюсная плоскость, наружный край) и *ВВ* (нейтральная плоскость, внутренний край) вследствие центробежных сил проводников возникает концентрация нагрузки, в результате этого цен-

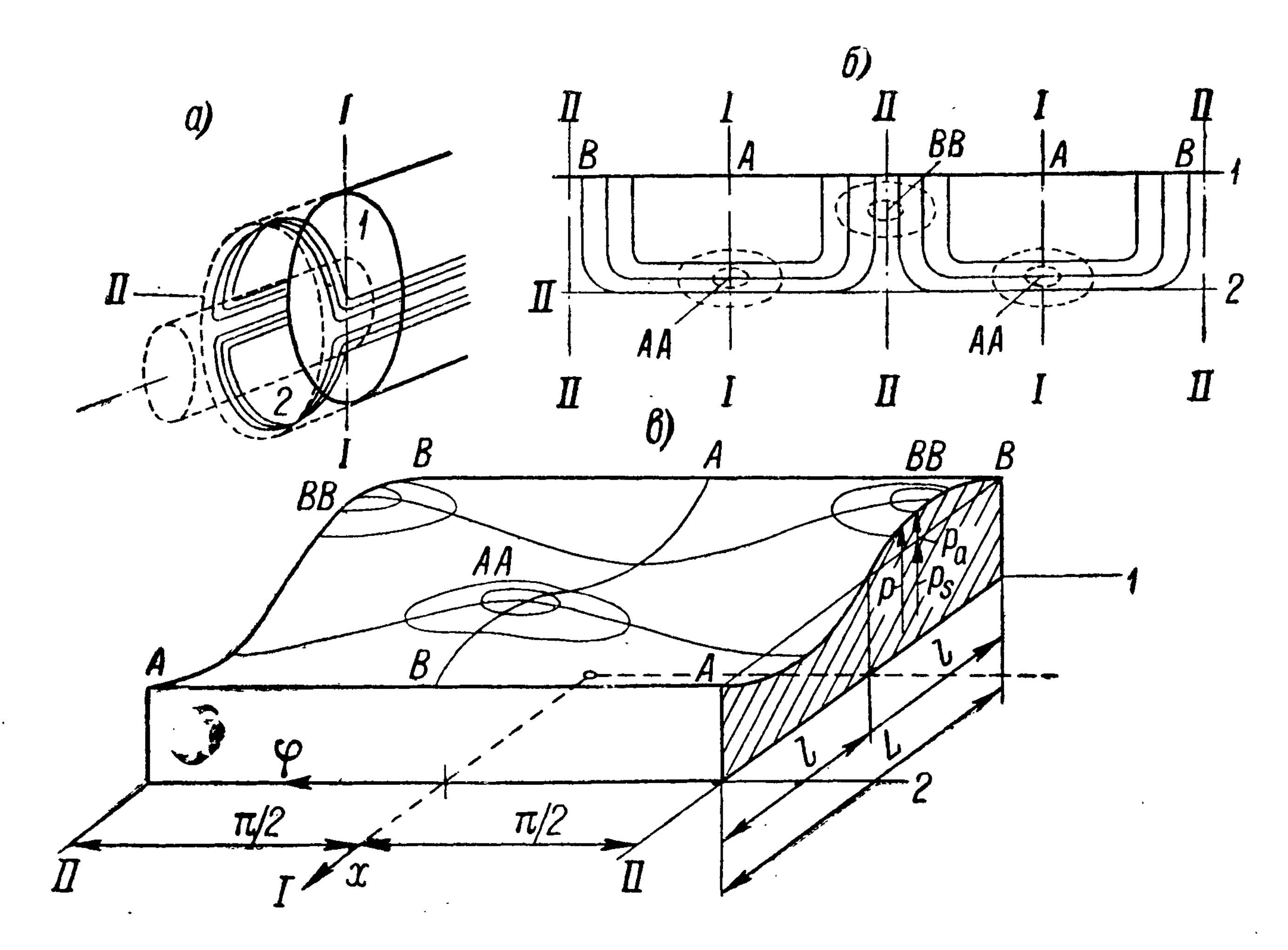


Рис. 10-44. Подразделение нагрузки лобовой части на симметричную и несимметричную части

p_s — симметричная составляющая; p_a — несимметричная составляющая нагрузка лобовой части обмотки; *АА* — вершина нагрузки на стороне центрирующего кольца; *ВВ* — вершина нагрузки на стороне бочки ротора; *1* — плоскость бочки ротора; *2* — плоскость центрирующего кольца; *I* — полюсная плоскость; *II* — нейтральная плоскость

тробежные силы распределяются неравномерно как по окружности, так и по длине бандажного кольца (рис. 10-44, *в*).

При вращении неравномерная нагрузка бандажного кольца проявляется двояко. Во-первых, бандажное кольцо отделится раньше в тех диаметральных местах, которые подвергаются большей нагрузке. В диаметральных точках, смещенных относительно вышеуказанного места на 90°, возникнет давление бандажного кольца на основание, т. е. известное центрирующее действие, которое будет тем сильнее, чем больше отделится кольцо. Это обстоятельство можно использовать в том отношении, что в этих местах сжатия будут предусматриваться точно подогнанные болты, препятствующие смещению бандажного кольца при отделении. Этим могло бы обеспечиваться точное сохранение положения бандажа также и при вращении ротора. Во-вторых, первоначально круглое бандажное кольцо становится вследствие несимметричной нагрузки овальным, принимая эллиптическую форму, в результате чего возникают напряжения изгиба в окружном направ-

лении. Очевидно, что эти напряжения изгиба, складывающиеся с тангенциальными напряжениями от центробежных сил, можно ограничить, если будет предотвращаться отделение бандажного кольца, так чтобы не могли возникать существенные отклонения от его круглой формы. Наиболее эффективным средством для предотвращения отделения является увеличение натяга. Поэтому дополнительные напряжения изгиба в бандажном кольце в значительной мере зависят от выбранной величины натяга. При нормальных значениях натяга влияние изгибающих напряжений не превышает 10%.[1]

Однако и в состоянии покоя после насадки бандажа бандажное кольцо также может по крайней мере на стороне бочки ротора отклоняться от круглой формы и становиться овальным. Это вызывается тем, что пазовость бочки ротора ограничивается в основном нейтральной зоной. Поэтому радиальная жесткость в полюсной зоне будет больше, чем в нейтральной, где радиальное давление сил натяга должно восприниматься зубцами. Приходится учитывать значительную радиальную деформацию в нейтральной зоне. Больший радиус бандажного кольца находится в состоянии покоя в полюсной плоскости.

В последнее время стремятся к тому, чтобы для обеспечения более спокойного хода (вибрации с двойной частотой, см. стр. 448) достигалось уравнивание моментов инерции по полюсной и нейтральной осям за счет того, что пазы выполняются по всей окружности ротора. (Пазы по полюсной оси могут быть затем закрыты стальными заполнителями.) В этом случае круглое бандажное кольцо, разумеется, останется круглым также и после насадки на бочку ротора.

Глава одиннадцатая

РАСЧЕТ ВАЛОВ И ВАЛОПРОВОДОВ

11-1. Валы в установившемся режиме работы

А. Расчет напряжений в валу. Вал в нормальном режиме работы нагружается в основном:

1) кручением вследствие номинального вращающего момента, который создает главным образом касательные напряжения (напряжения сдвига) в перпендикулярных к оси плоскостях;

2) изгибом вследствие собственного веса у горизонтальных машин, создающего напряжения изгиба в направлении оси, причем у малых машин возможен также изгиб в результате натяжения ременной передачи;

3) растяжением или сжатием вследствие собственного веса у вертикальных машин и давления воды у вертикальных гидрогенераторов.

Эти силы создают напряжения растяжения или сжатия в осевом направлении.

---

[1] Kellenberger W. Zur Festigkeitsberechnung von Turbogeneratoren. Brown Boveri Mitt. 45, 1958, 3, S. 113.

Формулы для расчета напряжений в валу элементарны:[1] касательное напряжение сдвига (вследствие кручения)

$$\tau(r) = \frac{M_t}{J} r; \quad \tau\left(\frac{D}{2}\right) = \tau = \frac{M_t}{W_p}, \quad W_p = \frac{2J}{D};$$

напряжение при изгибе

$$\sigma_b(r) = \frac{M_b}{I} r; \quad \sigma_b\left(\frac{D}{2}\right) = \sigma_b = \frac{M_b}{W}, \quad W = \frac{2I}{D};$$

напряжение при растяжении

$$\sigma_z = Z/A,$$

где τ — напряжение сдвига, *кГ/см*^{2}; σ_b — напряжение изгиба, *кГ/см*^{2}; M_t — номинальный вращающий момент [если заданы мощность P и скорость вращения n — см. уравнение (1-1а)], *кГ·см*; M_b — изгибающий момент от сил собственного веса, *кГ·см*; J — полярный момент инерции сечения, *см*^{4}; I — экваториальный момент инерции сечения, *см*^{4}; W_p — полярный момент сопротивления сечения, *см*^{3}; W — экваториальный момент сопротивления сечения, *см*^{3}; Z — растягивающая или сжимающая сила собственного веса у вертикальных машин, гидравлического упора и т. д., *кГ*; D — наружный диаметр вала, *см*; A — площадь поперечного сечения вала, *см*^{2}.

Характеристики J, I, W_p, W и A даны в табл. 11-1.

Таблица 11-1. **Характеристики поперечного сечения валов**

Характеристики поперечного сечения	(сплошное сечение, D)	(полое сечение, d, D)	
Площадь A	$\frac{\pi}{4} D^2$	$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$	$\frac{\pi}{4} = 0,7854$
Экваториальный момент инерции сечения I	$\frac{\pi}{64} D^4$	$\frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{16} = 0,1964$
Полярный момент инерции сечения $J = 2I$	$\frac{\pi}{32} D^4$	$\frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{32} = 0,09817$
Экваториальный момент сопротивления $W = 2I/D$	$\frac{\pi}{32} D^3$	$\frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)/D$	$\frac{\pi}{64} = 0,04909$
Полярный момент сопротивления $W_p = 2J/D = 2W$	$\frac{\pi}{16} D^3$	$\frac{\pi}{16} (D^4 - d^4)/D$	—

[1] Вызываемые поперечной силой касательные напряжения сдвига, которые изменяются параболически по поперечному сечению и достигают максимума в нейтральном волокне, значения не имеют, так как определяющее значение имеет расчет напряжения в краевом волокне.

Распределение напряжений в валу показано на рис. 11-1. Эквивалентное напряжение согласно GE-гипотезе [см. уравнение (10-6а)] составляет[1]

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_b + \sigma_z)^2 + 3\tau^2}.$$

В общем случае определяющее значение имеет напряжение в крайнем волокне, где σ_b и σ_z имеют одинаковый знак.

При оценке допустимого эквивалентного напряжения необходимо учитывать изменение напряжений во времени. Оно ни в коем случае не должно быть больше предела усталости (см. стр. 296) во избежание разрушения. Касательное напряжение сдвига изменяется с вращающим моментом и является, следовательно, для многих вращающихся машин приблизительно постоянным в номинальном режиме. Напряжение растяжения также можно ввиду постоянства собственного веса и почти неизменного гидравлического упора рассматривать как постоянное. В противоположность этому напряжение изгиба от собственного веса у горизонтальных машин при каждом полуобороте вала меняет свой знак и является, следовательно, чисто знакопеременной нагрузкой. Так как в валах, как правило, преобладает касательное напряжение сдвига, то во многих случаях эквивалентное напряжение можно сравнивать с пределом текучести. Для машин, у которых вращающий момент в номинальном режиме меняется во времени (однофазные машины, приводы прокатных станов) или для машин с частыми пусками (приводы станков, подъемных средств, центрифуг) эквивалентное напряжение должно образовываться с учетом этих временных изменений (см. ниже-

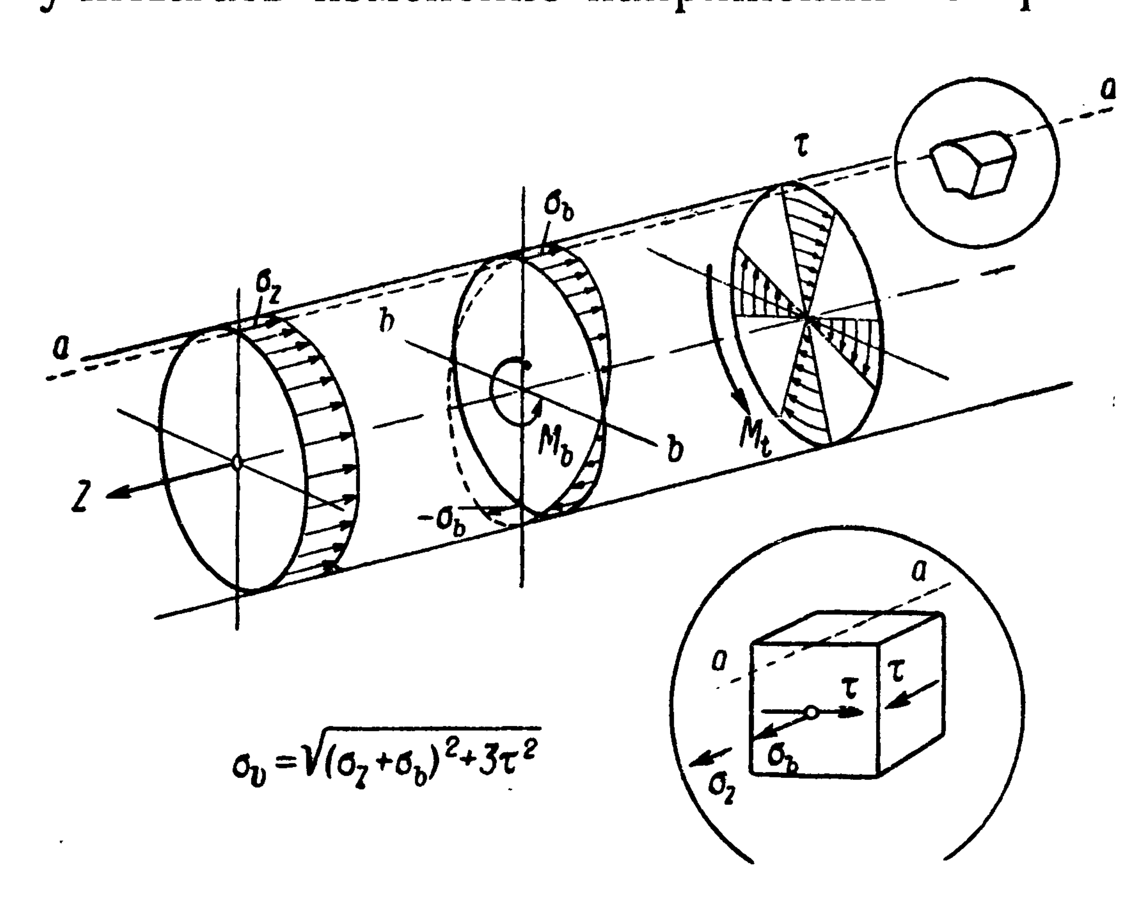


Рис. 11-1. Нагрузка гладкого вала вследствие действия растягивающей силы, изгибающего и вращающего моментов

Z — нормальная сила (растяжение или сжатие); M_b — изгибающий момент относительно оси $b—b$; M_t — вращающий момент; $a—a$ — волокно, определяющее эквивалентное напряжение; σ_Z — нормальное напряжение (растяжение или сжатие); σ_b — напряжение изгиба на кромке; τ — касательное напряжение сдвига; σ_v — эквивалентное напряжение

[1] Применение гипотезы максимального касательного напряжения сдвига (Guest—Mohr) требует вместо цифры 3 под знаком корня цифры 4 и обусловливает при чистом сдвиге в 1,15 раза большее эквивалентное напряжение. Гипотеза максимального расширения дает, наоборот, для чистого сдвига в $1{,}30/\sqrt{3} = 0{,}75$ раза меньшее эквивалентное напряжение, и при коэффициенте поперечного сжатия $\nu = 0{,}3$ оно хорошо совпадает со значением по еще применяемой формуле Баха.

следующие примеры) и сравниваться с пределом усталости, например с пределом прочности при переменной знакопостоянной нагрузке или с пределом прочности при знакопеременной нагрузке.

В табл. 2-5 приведены прочностные характеристики обычных сортов стали, применяемой для изготовления валов. Они справедливы для гладких валов. В табл. 2-6 даны пределы прочности при знакопеременных нагрузках некоторых сталей, нормализованных по DIN,[1] а в табл. 2-7 приведены характеристики важнейших сортов сталей, применяемых для кованых валов. При комбинированной статической и динамической нагрузке определяющее значение имеет длительная прочность σ_D ($\sigma_W \leqslant \sigma_D < \sigma_S$).

В ступенчатых валах, т. е. в валах, у которых диаметр не постоянен, при статической нагрузке вследствие эффекта надреза в местах перехода происходят повышения напряжений (см. стр. 299), которые не могут быть рассчитаны по элементарной теории прочности. В статических условиях их определение производится по коэффициенту формы α_k (см. рис. 10-41). Отсюда вытекает требование $\sigma_v\ (\alpha_k,\ \sigma_n) \leqslant \sigma_S$.

При чисто знакопеременной нагрузке ступенчатых валов эквивалентное напряжение должно определяться с учетом надреза и сравниваться с пределом прочности при знакопеременной нагрузке (см. стр. 301) $\sigma_v\ (\beta_k,\ \sigma_n) \leqslant \sigma_W$.

Примеры.

а) Гладкий вал.

1. Вал вертикального гидрогенератора из машиностроительной стали St 50 с $\sigma_S = 30$ *кГ/мм²*.

Задано: $\sigma_b = 0$; $\sigma_z = +580$ *кГ/см²*; $\tau = 310$ *кГ/см²*.

Рассчитывается:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_z^2 + 3\tau^2} = \sqrt{580^2 + 3\cdot 310^2} = 796\ \text{кГ/см}^2 = 27\%\ \sigma_S.$$

Запас прочности по отношению к пределу текучести

$$S_S = \sigma_S/\sigma_v = 3000/796 = 3{,}8.$$

2. Горизонтальный вал турбогенератора из легированной улучшенной стали 35NiCrMo3, $\sigma_B = 60$ *кГ/мм²*; $\sigma_S = 40$ *кГ/мм²*, $\sigma_W \approx 0{,}5\ \sigma_B = 30$ *кГ/мм²*.

Задано: $\sigma_b = \pm 320$ *кГ/см²*; $\sigma_z = 0$; $\tau = 550$ *кГ/см²*.

Превалирует статическая нагрузка. Мы сравниваем σ_v с σ_S. Для того чтобы учесть знакопеременную нагрузку, умножаем σ_b на $\sigma_S/\sigma_W > 1$:

$$\sigma_v = \sqrt{\left(\sigma_b \frac{\sigma_S}{\sigma_W}\right)^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(320\frac{40}{30}\right)^2 + 3\cdot 550^2} = 1045\ \text{кГ/см}^2 = 26\%\sigma_S.$$

3. Электродвигатель с частыми пусками с горизонтальным валом из машиностроительной стали St 34, $\sigma_B = 34$ *кГ/мм²*; $\sigma_S = 21$ *кГ/мм²*; $\sigma_U \approx \sigma_S = 21$ *кГ/мм²*; $\sigma_W = 15$ *кГ/мм²*.

Задано: $\sigma_b = \pm 85$ *кГ/см²*; $\sigma_z = 0$; $\tau = 0 \div 280$ *кГ/см²*.

---

[1] См. сноску на стр. 298.

Превалирует предельная нагрузка. Мы сравниваем σ_v с σ_U (предел прочности при переменной знакопостоянной нагрузке). Для того чтобы учесть знакопеременную нагрузку, умножаем σ_b на $\sigma_U/\sigma_W > 1$:

$$\sigma_v = \sqrt{\left(\sigma_b \frac{\sigma_U}{\sigma_W}\right)^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(85\frac{21}{15}\right)^2 + 3\cdot 280^2} = 500\ кГ/см^2 = 24\%\sigma_U.$$

б) Ступенчатые валы.

4. Как пример 1 (α_k из рис. 10-41 для $d/D = 0{,}8$; $\rho/t = 0{,}5$, для изгиба или кручения).

Задано: $\sigma_b = 0$; $\sigma_{zn} = 580\ кГ/см^2$; $\alpha_k = 2{,}2$ $\sigma_{z\max} = \alpha_k\sigma_{zn} = 2{,}2\cdot 580 = 1275\ кГ/см^2$; $\tau_n = 310\ кГ/см^2$; $\alpha_k = 1{,}5$ $\tau_{\max} = \alpha_k\tau_n = 1{,}5\cdot 310 = 465\ кГ/см^2$.

Рассчитывается:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{z\max}^2 + 3\tau_{\max}^2} = \sqrt{1275^2 + 3\cdot 465^2} = 1510\ кГ/см^2 = 50\%\sigma_S.$$

Запас относительно предела текучести (по местным напряжениям)

$$S_S = 3000/1510 = 2{,}0.$$

5. Вал привода реверсивного прокатного стана из нелегированной улучшенной стали С35, $\sigma_B = 55\ кГ/мм^2$; $\sigma_S = 33\ кГ/мм^2$, $\sigma_W = 25\ кГ/мм^2$.

Из рис. 10-10 находим β_k для $D/d = 1{,}4$ и $\rho/d = 0{,}1$. Вследствие отсутствия значений β_k для изгиба и растяжения при $D/d = 1{,}4$ допустима погрешность, возникающая в результате замены β_k бо́льшими значениями α_k. По величинам $D/d = 1{,}4$ и $\rho/d = 0{,}1$ рассчитываем $d/D = 1/1{,}4 = 0{,}715 \approx 0{,}7$; $\rho/t = \rho/d\cdot 2/(D/d - 1) = 0{,}1\cdot 2/(1{,}4 - 1) = 0{,}5$ и находим значения α_k из рис. 10-9.

Задано: $\sigma_{bn} = \pm 80\ кГ/см^2$; $\beta_k < \alpha_k = 1{,}6$ $\sigma_{bk} \approx \alpha_k\sigma_{bn} = 1{,}6\cdot 80 = 128\ кГ/см^2$; $\sigma_{zn} = \pm 10\ кГ/см^2$; $\beta_k < \alpha_k = 2{,}0$ $\sigma_{zk} \approx \alpha_k\sigma_{zn} = 2{,}0\cdot 10 = 20\ кГ/см^2$; $\tau_n = \pm 620\ кГ/см^2$; $\beta_k = 1{,}2$ $\tau_k = \beta_k\tau_n = 1{,}2\cdot 620 = 745\ кГ/см^2$.

Рассчитывается:

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_{bk} + \sigma_{zk})^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{(128 + 20)^2 + 3\cdot 745^2} = 1300\ кГ/см^2 = 52\%\sigma_W.$$

Запас прочности относительно усталостного излома

$$S_B = \sigma_W/\sigma_v = 2500/1300 = 1{,}9.$$

(Влияние нормальных напряжений пренебрежимо мало, при $\sigma_b = \sigma_z = 0$ будет $\sigma_v = \sqrt{3}\tau_k = \sqrt{3}\cdot 745 = 1290\ кГ/см^2$. Погрешность меньше 1%.)

Б. Концы валов, шпонки. Концы валов электрических машин нормализованы (см. стр. 256). Нормализацией охвачен диапазон диаметров от 6 до 650 *мм*. Цилиндрический конец вала применяется в большинстве случаев в машинах с малыми скоростями вращения и мощностями; конический конец вала обеспечивает значительно более точную и легче осуществимую центровку и применяется, как правило, в машинах с большими мощностями, с резко меняющимися нагрузками и высокими скоростями вращения. Конус унифицирован с уклоном 1 : 10. Длина втулки одинакова для цилиндрических и конических валов. Для заклиновки соединительной втулки применяются два вида шпонок: прямоугольные и круглые. Призматическая шпонка без скоса (рис. 11-2, *а*) применяется в тех случаях, когда необходимо вращение без биения или когда втулка не допускает повышения напряжений вследствие скоса шпонок. Такие шпонки пригодны для конструкций с подшипниками качения, так как здесь недопустимо загонять шпонки посредством ударов, или же в тех случаях, когда

шпонки со скосами не могут применяться из-за недостатка места. Вращающие моменты передаются боковыми поверхностями шпонок. Если нагрузка слишком велика для одной только шпонки, то применяются две или больше шпонок (рис. 11-2, *б*).

Несколько шпонок благоприятствует центровке и динамической балансировке. Для клиновых шпонок (рис. 11-2, *в*) принят скос величиной $\operatorname{tg}\alpha = 1\%$. Эти шпонки применяются в машинах с большими и переменными нагрузками. Соединение является самотормозящимся до тех пор, пока угол трения больше угла α; аксиальные сдвиги при этом возможны только под воздействием силы. Отсутствие биения за

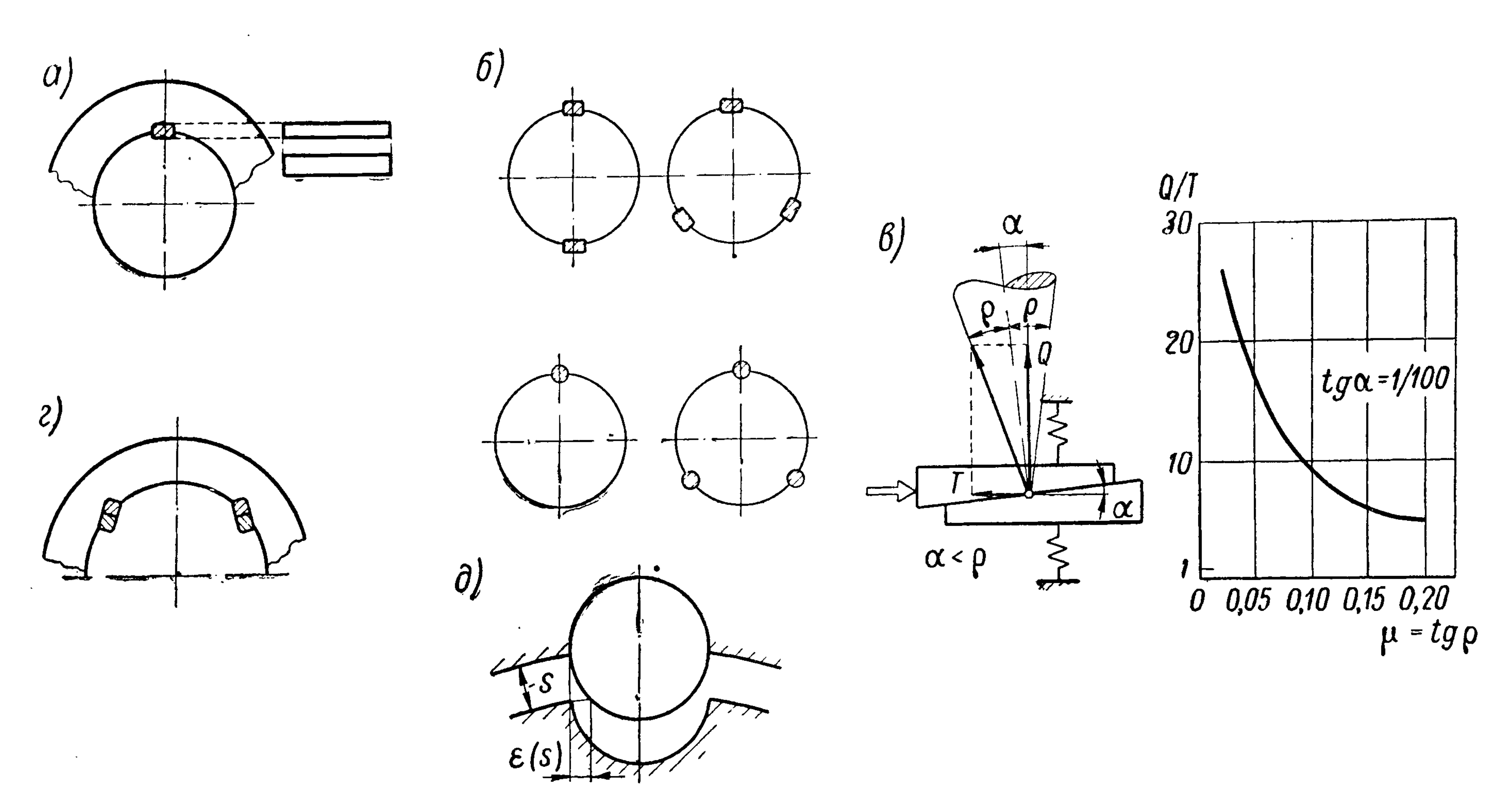


Рис. 11-2. Различные формы шпонок: *а* — одна обычная шпонка; *б* — несколько шпонок; *в* — клиновая шпонка со скосом; *г* — тангенциальные шпонки; *д* — круглые шпонки

счет радиального напряжения втулки обеспечивается ненадежно. Вследствие скоса шпонки втулке сообщаются дополнительные напряжения. Шпонка испытывает нагрузки не только на боковых поверхностях, но и на рабочей и задней гранях. Тангенциальные шпонки (рис. 11-2, *г*) применяются в машинах с ударными и переменными режимами работы (приводы подъемно-транспортных механизмов, прокатных станов) вместо нескольких шпонок или в дополнение к ним или же вместо прессовых и горячих посадок. Центричность вращения обеспечивается ввиду радиального и тангенциального напряжения втулки ненадежно. Часто вместо прямоугольных шпонок без скоса применяются круглые шпонки (рис. 11-2, *д*). Решающим преимуществом этих шпонок во многих случаях является дешевизна обработки при равной точности изготовления или подгонки. Недостатками являются быстро увеличивающийся тангенциальный зазор при отделении втулки от вала (рис. 11-2, *д*) и дополнительные радиальные составляющие силы от вращающего момента, вызываемые своего рода клиновым эффектом полукруга (рис. 11-3).

Соединения валов со втулками без шпонок, т. е. чисто горячие посадки с натягом, требуют точной отработки, причем опыт показывает, что это может обеспечиваться с достаточной точностью только при сравнительно больших диаметрах валов.

Расчет шпонок. Для прямоугольной шпонки среднее напряжение смятия σ вследствие передачи вращающего момента M, если предусмотрено n несущих шпонок, составляет $\sigma = 2M/nAD$, где A означает несущую часть боковой поверхности шпонки вала диаметром D (рис. 11-3, *а*).

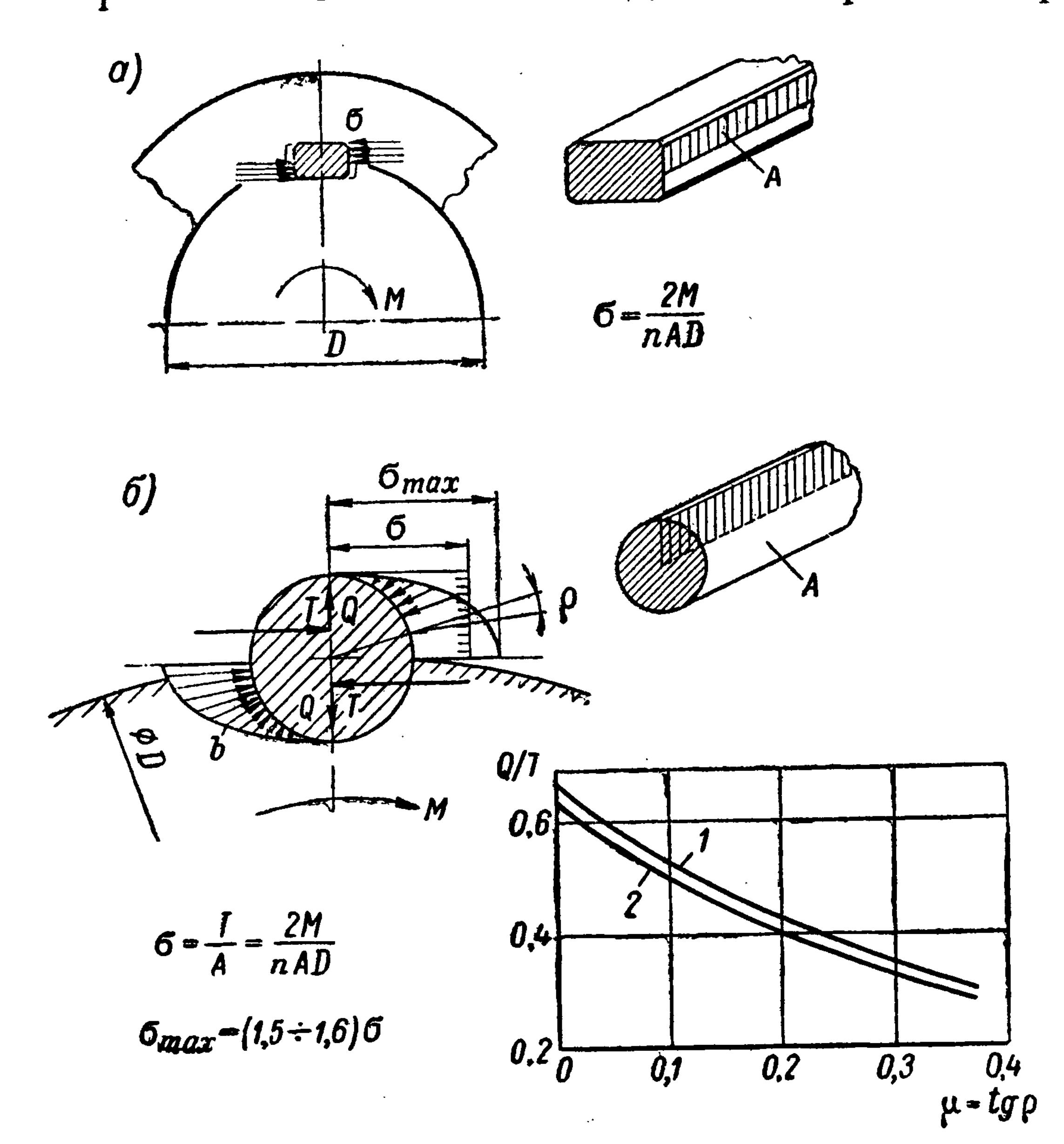


Рис. 11-3. Нагрузка на шпонки вследствие вращающего момента: *а* — прямоугольная шпонка; *б* — круглая шпонка

n — число шпонок; *1* — *b* (парабола); *2* — *b* (синусоидальная полуволна)

Для изготовления прямоугольных шпонок обычно применяется пружинная сталь St 50K. Напряжение смятия σ не должно превышать 1200 *кГ/см²* в номинальном режиме и 3000 *кГ/см²* при коротком замыкании. Следует учитывать, что смятие действует не только на шпонку, но и на вал и втулку. При загонке шпонки со скосом надо иметь в виду, что даже небольшие аксиальные силы создают большие радиальные распорные силы. Во время скольжения направляющая сила прилегает к образующей конуса трения (рис. 11-2, *в*) и отношение силы загона шпонки к распорной силе становится равным

$$Q/T = (1 - \mu \operatorname{tg} \alpha)/(\operatorname{tg} \alpha + \mu), \quad \mu = \operatorname{tg} \rho > \operatorname{tg} \alpha.$$

На рис. 11-2, *в* это отношение приведено для $\operatorname{tg} \alpha = 1\%$ в зависимости от коэффициента трения μ.

Среднее напряжение смятия σ круглой шпонки рассчитывается аналогично смятию прямоугольной шпонки. Однако максимальная величина смятия ввиду неравномерного распределения напряжения по радиусу шпонки здесь больше (рис. 11-3, *б*). Для параболического или синусоидального распределения напряжения получаются максимальные значения: $\sigma_{max} = (1{,}50 \div 1{,}57)\,\sigma = (1{,}50 \div 1{,}57)\; 2M/nAD$, если A здесь означает половину площади проекции сечения круглой шпонки. Радиально направленная сила Q, возникающая вследствие вращающего момента и в результате распределения напряжения по круглой шпонке, зависит от коэффициента трения μ и равна: $Q = \varkappa T = \varkappa\, 2M/nD$.

Значение отношения $\varkappa = Q/T$ приведено на рис. 11-3, *б* в зависимости от μ для двух различных распределений напряжений.

В. Изгибающие моменты в валах при поперечной нагрузке. Для того чтобы можно было быстро получить представление о возникающих при различных нагрузках и подшипниковых опорах изгибающих моментах, поперечных силах и прогибах валов, в табл. 11-2 приведены некоторые простые случаи.

Расчет статически неопределимой системы, какую представляют собой валы с несколькими опорами, приводится ниже на конкретном примере. Сложные формы валов и подшипниковых опор должны рассчитываться в каждом конкретном случае графически или аналитически (см. п. Г, стр. 400).

Пример системы со статически неопределимой реакцией опоры — уравнение Клапейрона. Искомой является эпюра изгибающих моментов вала с четырьмя подшипниками и условно показанной нагрузкой, изображенного на рис. 11-4. В данной задаче имеются две статически неопределимые величины, так как для определения давлений на четыре опоры имеются только два уравнения (равновесия сил и моментов).

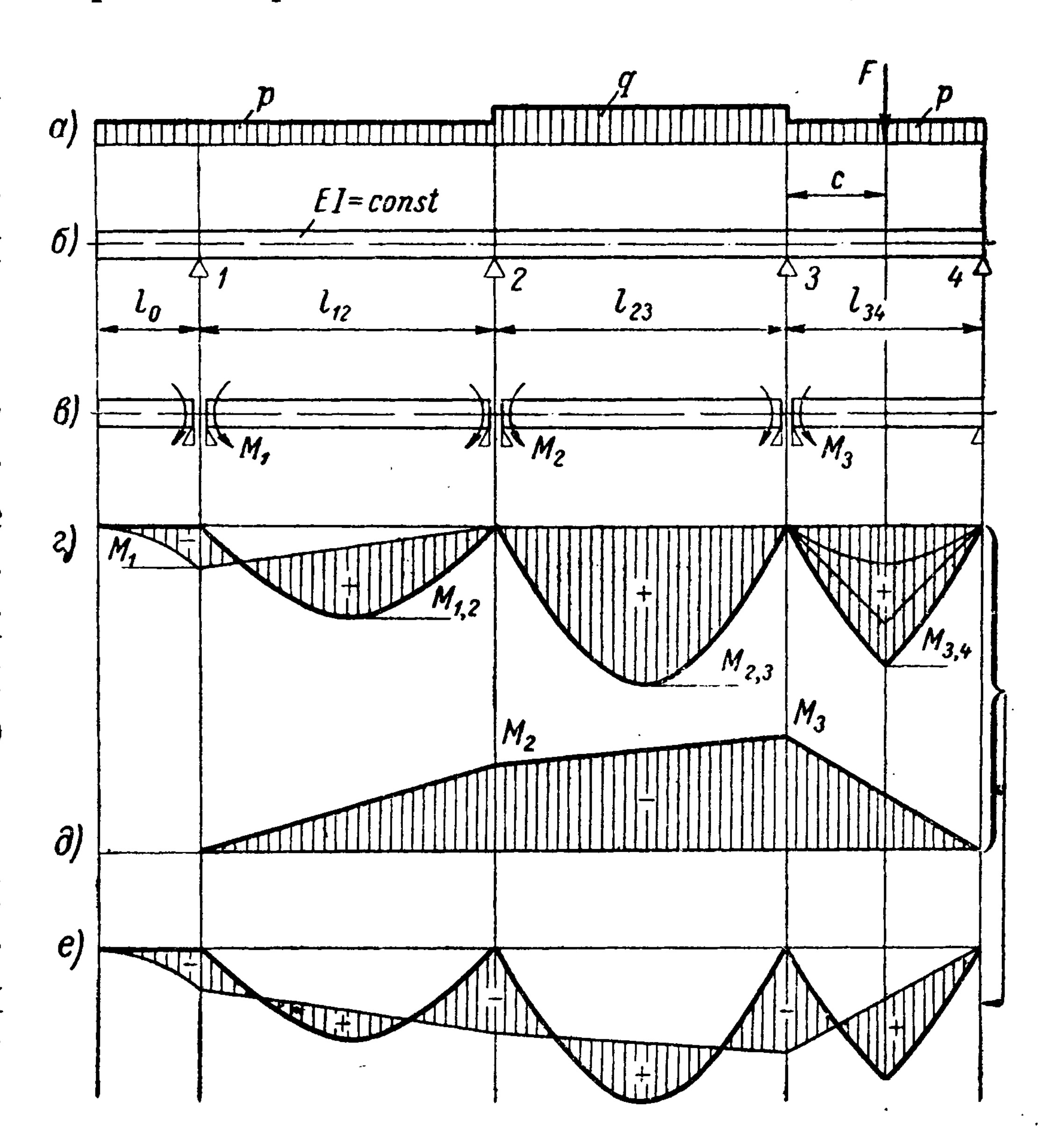


Рис. 11-4. Многоопорный вал: *а* — нагрузка; *б* — вал со статически неопределимыми опорами; *в* — статически неопределимые опорные моменты; *г* — статически определимая эпюра моментов; *д* — эпюра опорных моментов; *е* — искомая эпюра моментов (наложение эпюр *г* и *д*)

С предпосылками о постоянстве момента инерции вала, о единичных нагрузках или постоянных по пролетам нагрузках на отдельных участках и о подшипниках, жестких в вертикальном направлении, но свободно поворачивающихся, эта или аналогичная задача может быть быстро решена с помощью упрощенного уравнения трех моментов Клапейрона.[1] Представим себе, что вал разрезан по опорам, в результате чего система становится статически определимой. Найдем для нее эпюру моментов. При $p = 0{,}4$ *кГ/см*; $q = 0{,}7$ *кГ/см*;

[1] Уравнение Клапейрона может быть расширено для учета: 1) произвольной нагрузки и жесткости при изгибе в отдельных пролетах; 2) опускания опор и изменений температуры; 3) упруго опускающихся и упруго поворачивающихся подшипников. См., например, S t ü s s i F. Baustatik, Bd. II, Birkhäuser, 1954.

Таблица 11-2. **Давление на опору, изгибающие моменты и прогибы балок или валов**

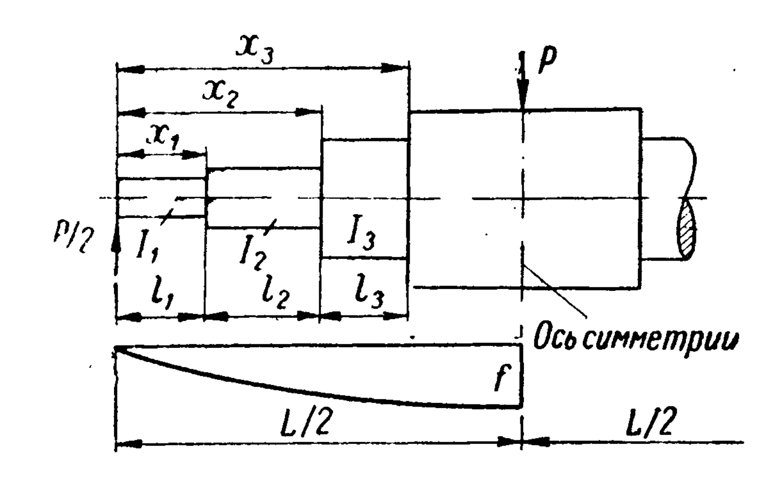
а) Постоянная жесткость при изгибе EI

Тип	Давление на опору	Изгибающий момент	Прогиб
P, l, B, f, M	$B = P$	$M = Pl$	$f = \frac{Pl^3}{3EI}$
l, M_0, B, f, M	$B = 0$	$M = M_0$	$f = \frac{M_0 l^2}{2EI}$
P, B, l, f, M	$B = P$	$M = \frac{Pl}{2}$	$f = \frac{Pl^3}{8EI}$
l, P, l/2, A, B, f, M	$A = B = \frac{P}{2}$	$M = \frac{Pl}{4}$	$f = \frac{Pl^3}{48EI}$
M_0, l, M_0, f, M	$A = B = 0$	$M = M_0$	$f = \frac{Ml^2}{8EI}$
P, A, B, l, f, M	$A = B = \frac{Pl}{2}$	$M = \frac{Pl}{8}$	$f = \frac{5Pl^3}{384EI}$
P, c, l, c, P, A, B, f_1, f_2, M	$A = B = P$	$M = Pc$	$f_1 = \frac{Pl^3}{8EI}\left(\frac{c}{l}\right)$ $f_2 = \frac{P}{EI} \cdot \frac{c^3}{3} \times$ $\times \left(l + \frac{3l}{2c}\right)$

Тип	Давление на опору	Изгибающий момент	Прогиб
l, c, P, A, B, 0,577 l, f_1, f_2, M	$A = -\frac{Pc}{l}$ $B = \frac{P(l+c)}{l}$	$M = Pc$	$f_1 = \frac{P}{EI} \cdot \frac{l^2 c}{9\sqrt{3}}$ $f_2 = \frac{P}{EI} \cdot \frac{(l+c)c^2}{3}$
P, c, A, a, B, c, l, M_S, f_1, f_2, M_F	$A = B = \frac{P}{2}$	$M_F = \frac{P}{2}\left(\frac{l}{4} - c\right)$ $M_S = \frac{Pc^2}{2l}$	$f_1 = \frac{Pa^3 \cdot 5}{EI\,384} \times \left(\frac{a}{l} - \frac{24c^2}{5al}\right)$ $f_2 = \frac{Pa^3}{EI\,24} \cdot \frac{c}{l} \times \left[1 - \left(\frac{c}{a}\right)^2 + 3\left(\frac{c}{a}\right)^3\right]$
l, P, l/2, A, B, 0,477 l, f_m, f, M_S, M_F	$A = \frac{5}{16} P$ $B = \frac{11}{16} P$	$M_F = \frac{5}{32} Pl$ $M_S = -\frac{3}{16} Pl$	$f_m = \sqrt{\frac{1}{5}} \cdot \frac{Pl^3}{48EI}$ $f = \frac{7Pl^3}{768\,EI}$
P, A, l, B, 0,4215 l, f, M_S, 0,375 l, M_F	$A = \frac{3}{8} P$ $B = \frac{5}{8} P$	$M_F = \frac{9}{128} Pl$ $M_S = -\frac{Pl}{8}$	$f = \frac{Pl^3}{185\,EI}$
P, A, l, B, f, M_A, M_B	$A = 0$ $B = P$	$M_A = \frac{Pl}{2}$ $M_B = -\frac{Pl}{2}$	$f = \frac{Pl^3}{12\,EI}$
P, A, B, l, f, M_A, M_B	$A = 0$ $B = P$	$M_A = \frac{Pl}{6}$ $M_B = -\frac{Pl}{3}$	$f = \frac{Pl^3}{24\,EI}$

Тип	Давление на опору	Изгибающий момент	Прогиб
	$A = B = \frac{P}{2}$	$M_F = \frac{Pl}{8}$ $M_A = M_B = -\frac{Pl}{8}$	$f = \frac{Pl^3}{192EI}$
	$A = B = \frac{P}{2}$	$M_F = \frac{Pl}{24}$ $M_A = M_B = \frac{Pl}{12}$	$f = \frac{Pl^3}{184EI}$
		$A_1 = 0{,}3750pl$ $A_2 = 1{,}2500pl$ $M_{12} = 0{,}0703pl^2$ $M_2 = -0{,}1250pl^2$	
		$A_1 = 0{,}4000pl$ $A_2 = 1{,}1000pl$ $M_{12} = 0{,}0800pl^2$ $M_{22} = 0{,}0250pl^2$ $M_2 = -0{,}1000pl^2$	
		$A_1 = 0{,}3929pl$ $A_2 = 1{,}1428pl$ $A_3 = 0{,}9286pl$ $M_{12} = 0{,}0772pl^2$ $M_{23} = 0{,}0364pl^2$ $M_2 = 0{,}1071pl^2$ $M_3 = 0{,}0714pl^2$	

б) Ступенчатый вал



$$f = \frac{P}{6EI}\left[x_1^2 l_1 + \left(x^2 + x_1 x_2 + x_2^2\right) l_2 \frac{I_1}{I_2} + \left(x_2^2 + x_2 x_3 + x_3^2\right) l_3 \frac{I_1}{I_3} + \dots\right]$$

$F = 20$ *кГ*; $l_0 = 20$ *см*; $l_{12} = 60$ *см*; $l_{23} = 60$ *см*; $l_{34} = 40$ *см*; $c = 20$ *см* статически определимые моменты составляют:

$$M_1 = -\frac{pl_0^2}{2} = -\frac{1}{2}(0{,}4\cdot 20^2) = -80 \text{ кГ}\cdot\text{см};$$

$$M_{12} = \frac{pl_{12}^2}{8} = -\frac{1}{8}(0{,}4\cdot 60)^2 = 180 \text{ кГ}\cdot\text{см};$$

$$M_{23} = \frac{ql_{23}^2}{8} = \frac{1}{8}(0{,}7\cdot 60^2) = 315 \text{ кГ}\cdot\text{см};$$

$$M_{34} = \frac{pl_{34}^2}{8} + \frac{Fl_{34}}{4} = \frac{1}{8}(0{,}4\cdot 40^2) + \frac{20\cdot 40}{4} = 80 + 200 = 280 \text{ кГ}\cdot\text{см}.$$

Для того чтобы из статически определимой системы получить действительную систему, необходимо на опорах *2* и *3* разместить статически неопределимые опорные моменты M_2 и M_3. Их можно рассчитать исходя из упругих свойств системы, приравнивая углы поворотов слева и справа опор. Таким образом, получается уравнение трех моментов, в котором три следующих друг за другом опорных момента находятся между собой в следующей зависимости (рис. 11-5):

Рис. 11-5. К уравнению Клапейрона

$$M_1 l_{12} + 2M_2(l_{12} + l_{23}) + M_3 l_{23} + K_{12} + K_{23} = 0; \qquad (11\text{-}1)$$

$$K_{ik} = \frac{ql_{ik}^3}{4} + \frac{Fc}{l_{ik}}\left(l_{ik}^2 - c^2\right).$$

Уравнение, дважды примененное к данному примеру, дает

$$M_1 l_{12} + 2M_2(l_{12} + l_{23}) + M_3 l_{23} + \frac{pl_{12}^3}{4} + \frac{ql_{23}^3}{4} = 0;$$

$$M_2 l_{23} + 2M_3(l_{23} + l_{34}) + 0 + \frac{ql_{23}^3}{4} + \frac{pl_{34}^3}{4} + \frac{Fc}{l_{34}}\left(l_{34}^2 - c^2\right) = 0,$$

причем M_1 известен и рассчитан как статически определимый момент заделки консоли.

После подстановки известных величин в вышеприведенные уравнения получается система двух уравнений для обоих статически неопределимых опорных моментов M_2 и M_3:

$$24M_2 + 6M_3 = -5{,}46\cdot 10^3;\quad 6M_2 + 20M_3 = -5{,}62\cdot 10^3.$$

Решение этих уравнений дает $M_2 = -230$ *кГ·см* и $M_3 = -170$ *кГ·см*.

Если эти опорные моменты наложить на статически определимую эпюру моментов, то образуется искомая эпюра моментов, действующих в валу с четырьмя опорами (рис. 11-4, *е*). Аналогичным пу-

тем для валов с пятью или n опорами решаются три или $n-2$ линейных уравнений.

Г. Деформации валов, упругая изогнутая линия. Наряду с расчетом напряжений необходимо производить расчет упругой деформации. Вал во время работы не должен иметь недопустимого прогиба, так как вследствие относительно небольшого воздушного зазора могут возникать асимметрии в магнитном поле и вместе с тем одностороннее магнитное тяжение, а также уравнительные токи в якорной обмотке. Уравнительные токи создают местные нагревы, ухудшают к. п. д. и коммутацию коллекторных машин. Допустимым прогибом вала можно считать величину от 1,5 до 10% одностороннего воздушного зазора (см. стр. 255 и далее) в зависимости от того, идет ли речь, например, о двухполюсных турбогенераторах с параллельными обмотками или о машинах с явновыраженными полюсами.

Быстро сориентироваться в отношении величины наибольшего прогиба для простых практических случаев можно с помощью табл. 11-2. Прогибы валов более сложной конфигурации со многими опорами уже невозможно выразить простыми уравнениями. Однако для таких расчетов существуют издавна хорошо зарекомендовавшие себя графические и аналитические методы [1].

Для сложных линий валов с многочисленными переходами сечений и большим числом упругих элементов, как, например, в турбоагрегатах, расчет обычными способами не только неэкономичен, но и невозможен из-за больших погрешностей. В таких случаях целесообразно применение электронных вычислительных машин. Однако в более простых случаях для быстрых прикидок и контроля «классические» методы сохранили, как и прежде, свое значение. Ниже два классических метода будут применены к одному и тому же примеру — расчету многоступенчатого вала со статически определимыми опорами и консольными концами.

1. Графический метод. На рис. 11-6 представлен двухопорный ступенчатый вал с консольными концами. Необходимо определить упругую изогнутую линию под действием собственного веса вала. Единичные нагрузки, которые должны учитываться во всех случаях, определяются совершенно аналогичным способом. Принцип этого метода основан на возможном подразделении соответствующего дифференциального уравнения четвертого порядка на два дифференциальных уравнения второго порядка (см. стр. 433):

$$\left.\begin{matrix} M'' = p \\ \downarrow \quad\quad \downarrow \\ y'' = M/EI \end{matrix}\right\} (EIy'')'' = p.$$

Верхние штрихи означают производные по длине вала, y — прогиб вала, p — нагрузку, M — изгибающий момент и EI — жесткость вала при изгибе. Решение первого уравнения требует определения эпюры моментов, что равноценно двукратному интегрированию. Второе уравнение может рассматриваться по аналогии с первым в том

[1] См. в перечне литературы учебники по технической механике.

отношении, что прогибы вала могут определяться как изгибающие моменты M от фиктивных нагрузок $p = M/EI$. Двукратное интегрирование каждого уравнения может производиться графически с помощью веревочного многоугольника. Особое внимание необходимо обращать на краевые условия, так как они не содержат в себе аналогии. Они для обоих уравнений различны.

Ход расчета будет следующим.

1. Разделим вал по длине сечениями на несколько приблизительно одинаковых отрезков в масштабе длин h и определим единичные нагрузки, прилагаемые в центрах тяжести этих отрезков. В данном примере частичные нагрузки, с учетом последующего аналитического определения упругой линии, отнесены к местам изменений поперечного сечения.

2. Вычертим многоугольник сил O_1 с произвольным расстоянием полюса h_1 и произвольным масштабом сил k_1.

3. Построим веревочный многоугольник и проведем замыкающую линию s в виде соединительной линии обеих точек сечения, образуемых пересечением первого луча O с линией действия A и пересечением последнего луча 7 с линией действия B. Тем самым определяются реакции опор A и B, а также изгибающие моменты. Необходимо учитывать отрицательные опорные моменты, а также обе нулевые точки моментов W_1 и W_2, которые не совпадают с A и B.

4. Определим площади F (в $см^2$) и приведем эти площади к произвольно выбранному моменту инерции I_0. Как правило, для I_0 выбирается момент инерции среднего сечения вала.

5. Определим центры тяжести этих приведенных к I_0 площадей (треугольников и трапеций), которые образуются в результате подразделения в местах изменений поперечных сечений.

6. Вычертим многоугольник «сил» по приведенным составляющим нагрузкам отдельных участков $\overline{F}$ с произвольным расстоянием полюса h_2 и произвольным масштабом сил k_2.

7. Построим веревочный многоугольник и замыкающую линию $\bar{s}$ в виде соединительной линии обеих точек сечения, образуемых пересечением луча I с линией действия A и пересечением луча VII с линией действия B (лучи I и VII относятся к приведенным нагрузкам участков непосредственно слева от A и B). Необходимо обратить внимание на различие замыкающих линий s и $\bar{s}$. Скругленный по углам веревочный многоугольник является искомой упругой линией, имеющей линию $\bar{s}$ в качестве абсциссы.

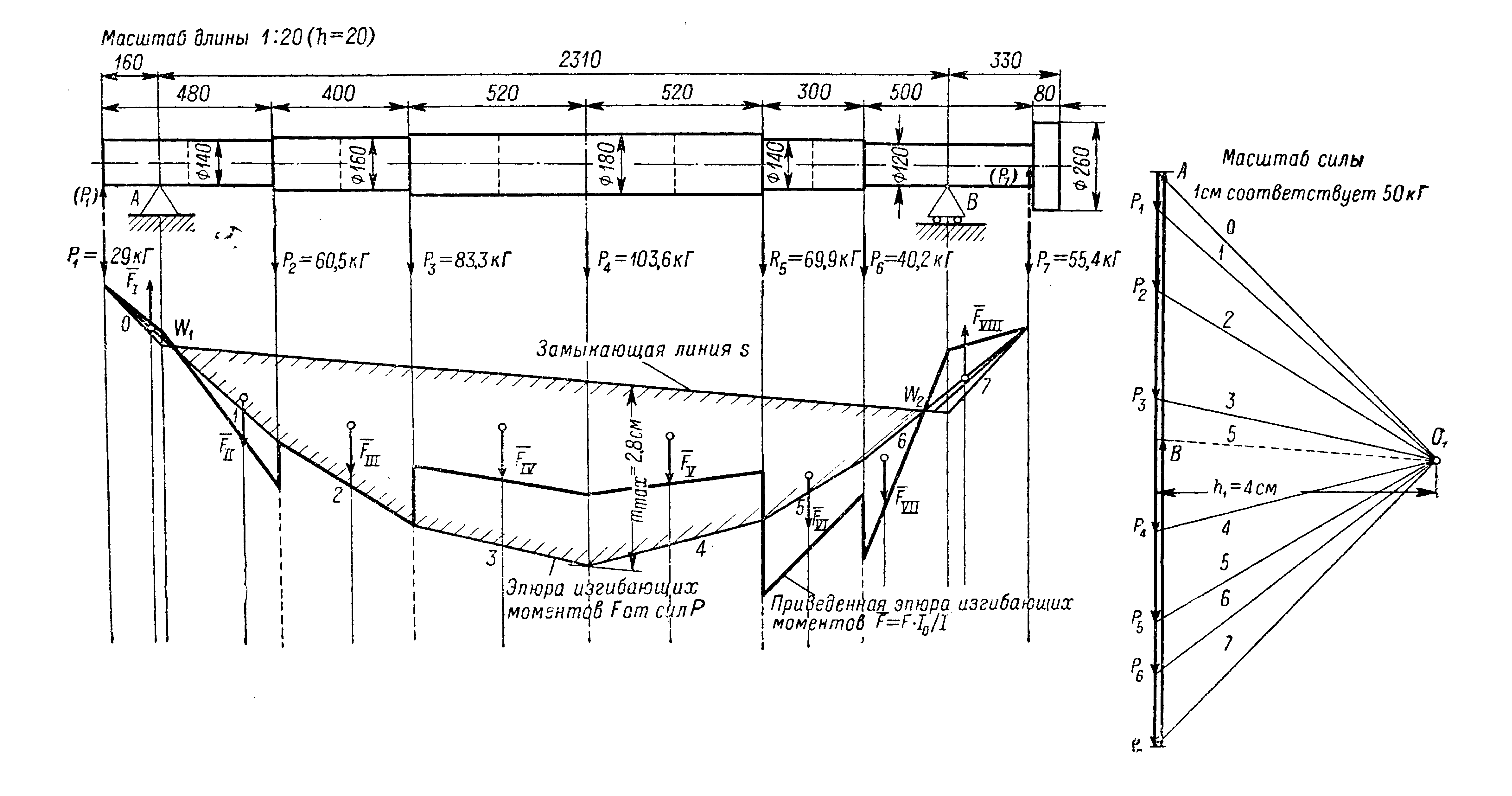
8. Из чертежа определяем $m_{max} = 2{,}80$ *см*; $\eta_{max} = 3{,}60$ *см*. Наибольший изгибающий момент

$$M_{max} = m_{max} h h_1 k_1 = 2{,}80 \cdot 20 \cdot 4 \cdot 50 = 11\,200\ кГ \cdot см,$$

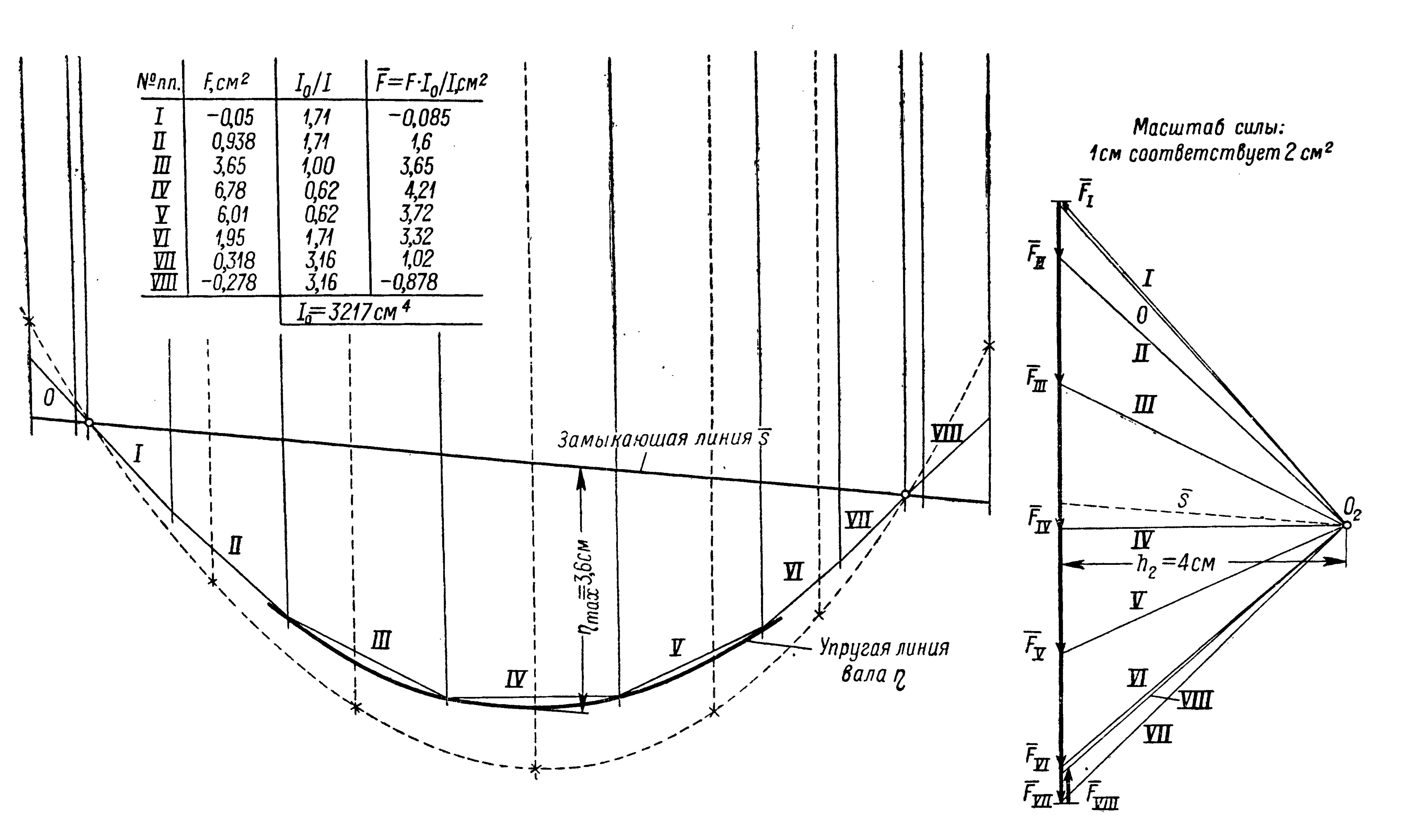
а наибольший прогиб

$$y_{max} = \eta_{max} \frac{h^3 h_1 h_2 k_1 k_2}{EI_0} = 3{,}60 \frac{20^3 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 50 \cdot 2}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 3220} = 0{,}0068\ см,$$

где m_{max}, η_{max} — в *см*; EI_0 — в $кГ \cdot см^2$.



Масштаб длины 1:20 (h=20)
160
2310
330
480
400
520
520
300
500
80
Ф140
Ф160
Ф180
Ф140
Ф120
Ф260
A
B
$P_1=29$кГ
$P_2=60{,}5$кГ
$P_3=83{,}3$кГ
$P_4=103{,}6$кГ
$R_5=69{,}9$кГ
$P_6=40{,}2$кГ
$P_7=55{,}4$кГ
W_1
W_2
Замыкающая линия s
$m_{max}=2{,}8$см
Эпюра изгибающих моментов F от сил P
Приведенная эпюра изгибающих моментов $\bar{F}=F\cdot I_0/I$
Масштаб силы
1см соответствует 50кГ
$h_1=4$см
O_1



№пп.	F, см²	I_0/I	$\bar{F}=F\cdot I_0/I$, см²
I	−0,05	1,71	−0,085
II	0,938	1,71	1,6
III	3,65	1,00	3,65
IV	6,78	0,62	4,21
V	6,01	0,62	3,72
VI	1,95	1,71	3,32
VII	0,318	3,16	1,02
VIII	−0,278	3,16	−0,878

$I_0=3217$ см⁴

Рис. 11-6. Графическое определение эпюры изгибающих моментов и упругой линии вала

2. Аналитический метод. Для того чтобы получить сравнение с графическим методом, возьмем вал по рис. 11-6. Необходимо определить упругую изогнутую линию под действием собственного веса вала. Принцип решения остается прежним. Определяем эпюру моментов приведенных нагрузок отдельных участков, которые в свою очередь вытекают из эпюры изгибающих моментов фактических весов отдельных участков вала.

Дифференциальное уравнение $M'' = p$ подразделяется на два дифференциальных уравнения, которые последовательно интегрируются. Отсюда

$$\Delta Q/\Delta x = P \rightarrow Q = \Sigma P$$

и

$$\Delta M/\Delta x = Q \rightarrow M = \Sigma Q \Delta x = \Sigma (\Sigma P) \Delta x = \Sigma (\Delta x \Sigma P),$$

причем P означает единичную нагрузку в виде веса участка вала Δx, а Q — поперечную силу. Особое внимание следует уделить выполнению условий по концам вала (проведению замыкающей линии). Ход расчета вытекает из табл. 11-3 и рис. 11-6. При этом надо заметить следующее.

1. Силы тяжести отдельных участков вала целесообразно отнести при аналитическом определении упругой линии к местам изменений поперечного сечения.

2. В колонке 2 приведены поперечные силы нагрузок. Колонки 3 и 4 служат для определения реакций опор A и B по условиям равновесия. В колонке 5 поперечные силы от весовых нагрузок складываются с реакциями опор. Это сложение дает действительную эпюру поперечных сил.

3. В колонке 7 подсчитываются изгибающие моменты. В точках приложения крайних сил *1* и *7* моменты должны обращаться в нуль. В большинстве случаев ввиду погрешностей логарифмической линейки в точке *7* это условие не выполняется точно. Поэтому получившаяся величина произвольно приравнивается нулю.

4. Расчет повторяется с новыми нагрузками $\overline{F}$, численно равными приведенным площадям эпюры изгибающих моментов. Нагрузки $\overline{F}$ (колонка 10) также должны прикладываться в точках изменения поперечного сечения вала. Приведенные моменты (колонка 9), естественно, претерпевают в этих местах скачок. Таким образом, нагрузка на поверхность $\overline{F}$ должна определяться в месте разделения двух трапеций, что целесообразно производить с помощью так называемой формулы трапеции, приведенной в табл. 11-3.

5. Достаточно рассчитывать поперечные силы в колонке 11 как сумму весовых нагрузок, так как действующие на опорную поверхность силы приведенной нагрузки площадей эпюры моментов нас не интересуют. Колонка *11* соответствует колонке 2.

6. Установленные в колонке 13 изгибающие моменты от нагрузок $\overline{F}$ по аналогии соответствуют прогибу при действительных нагрузках P с тем ограничением, что должны быть еще выполнены условия на концах вала. Первое условие, что прогиб должен обратиться в нуль

в точке A, может быть выполнено путем параллельного сдвига кривой M (колонка 13), что приводит к данным колонки 14. Окончательное определение замыкающей линии произведено в колонках 15 и 16. В колонке 16 изгибающий момент, пропорциональный длине оси, рассчитан таким образом, что в точке A он дает нуль, а в точке B — значение, приведенное в колонке 14. Небольшие различия этого момента в точке B следует отнести за счет погрешностей логарифмической линейки. Разность обеих величин дает значения, указанные в колонке 17 для искомого прогиба.[1]

7. Расчет дает (табл. 11-3):

наибольший изгибающий момент $M_{max} = 11\,308$ *кГ·см* $\approx$ $\approx 11\,300$ *кГ·см*;

наибольший прогиб

$$EI_0 y_{max} = 4485 \text{ кГ·см}; \quad y_{max} = \frac{EI_0 y_{max}}{EI_0} = \frac{4485}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 3220} = 0{,}0067 \text{ см}.$$

Небольшие различия по сравнению со значениями графического метода должны быть отнесены за счет погрешностей от округления и местных отклонений.

Следует еще заметить, что улучшить точность методов путем повышения числа подразделений вала удается лишь незначительно.

Д. Монтаж линии валов. Монтаж линии валов, состоящей из нескольких отдельных валов или машин (турбогруппа), должен производиться таким образом, чтобы путем взаимного приподнятия или опускания отдельных частей линии валов стыкующиеся фланцы муфт оказывались плоскопараллельными (рис. 11-7). Лишь таким путем можно добиться свободного от дополнительных усилий соединения отдельных машин, и лишь при этом условии можно производить развертку отверстий под соединительные болты в «жестких на изгиб» фланцевых муфтах. Монтаж требует, чтобы отдельные подшипники линии валов располагались на разной высоте. Практически отладка производится таким образом, чтобы оба крайних подшипника лежали по возможности на одинаковой высоте. По сравнению с расположением по рис. 11-7, *г* при этом удается добиться уменьшения разностей высот на $\Delta h_1 - \Delta h_2$. Для предварительного расчета правильного положения по высоте следует учитывать, что углы поворота упругой линии в местах переходов должны быть уравнены. Система как таковая является для расчета упругой изогнутой под действием собственного веса линии вала статически определимой. Здесь имеет место так называемая балка Гербера. Соединительные муфты могут передавать только поперечную силу, но не изгибающий момент. См. плоскость действия моментов и линию изгиба на рис. 11-7, *е*.

В условиях эксплуатации для подшипников, как правило, сохраняется их различная высота, благодаря чему облегчается проведение демонтажа при его необходимости. Это справедливо как для гибких, так и для жестких муфт.

---

[1] Замыкающую линию можно было бы также определить путем наложения на момент, вычисленный в колонке 13, момента относительно той же оси, имеющего место в точках A и B.

Таблица 11-3. **Аналитический**

Обозначение точки на рис. 11-6	1 P, кГ	2 ΣP, кГ	3 Δx, см	4 $\Delta x \Sigma P$, кГ·см	5 Q, кГ	6 $Q\Delta x$, кГ·см	7 M $\Sigma Q\Delta x$, кГ·см	8 I_0/I	9 $M\frac{I_0}{I}$, кГ·см
1	29,0						0		0
		29,0	16	464	—29	—464		1,71	
A	—						—464		—793 / —793
		29,0	32	928	174,8	5590		1,71	
2	60,5						5126		8760 / 5126
		89,5	40	3580	114,3	4570		1	
3	83,3						9696		9696 / 6010
		172,8	52	8990	31,0	1612		0,62	
4	103,6						11 308		7010 / 7010
		276,4	52	14400	—72,6	—3780		0,62	
5	69,9						7528		4660 / 12 880
		346,3	30	10400	—142,5	—4275		1,71	
6	40,2						3253		5560 / 10 240
		386,5	25	9660	—182,7	—4560		3,15	
B	—						—1307		—4115 / —4115
		386,5	25	9660	+55,4	+1385		3,15	
7	55,4						(+78) → 0		0
	441,9	441,9	272	58 082	0				

Колонки 3 и 4 — давления на опоры

$$A(l + l_b) + Bl_b = \Sigma(\Delta x \Sigma P) \qquad l + l_b = 231 + 25 = 256 \text{ см}$$

$$A + B = \Sigma P \qquad l_b = 25 \text{ см}$$

$$\left.\begin{aligned} 256A + 25B &= 58\,082 \\ A + B &= 441{,}9 \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} A &= 203{,}8 \text{ кГ} \\ B &= 238{,}1 \text{ кГ} \\ \hline &441{,}9 \text{ кГ} \end{aligned}$$

Колонки 14, 15, 16 — проведение замыкающей линии

Колонка 14: $\overline{M}_I = M_I - M_I(A) = M_I + 3{,}4 \cdot 10^4$

Колонки 15, 16: $\Delta M_{II} = M_I(B)\Delta x/l$

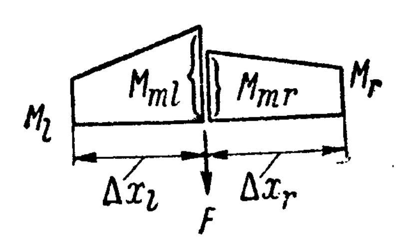
$$\frac{M_I(B)}{l} - \frac{16\,090 \cdot 10^4}{231} + 69{,}7 \cdot 10^4 \text{ кГ}$$

10	11	12	13	14	15	16	17
$\overline{F}$, кГ·см³	$\Sigma\overline{F}$, кГ·см³	$Q\Delta x$, кГ·см³	$M_I = \Sigma Q\Delta x$, кГ·см³	$\overline{M}_I$, кГ·см³	ΔM_{II}, кГ·см³	$M_{II} = \Sigma\Delta M_{II}$, кГ·см³	$M = EI_0 y = M_{II} - \overline{M}_I$ кГ·см³
10^2	10^2	10^4	10^4	10^4	10^4	10^4	10^4
—21,2			0	3,4		—1113	—1116
	—21	—3,4			1113		
341			—3,4	0		0	0
	320	102			2230		
2222			99	102		2230	2128
	2542	1018			2785		
3287			1117	1 120		5015	3895
	5829	3030			3620		
3355			4147	4 150		8635	4485
	9184	4775			3620		
2982			8922	8 925		12 255	3330
	12 166	3650			2090		
1882			12 572	12 575		14 345	1770
	14 048	3515			1740		
—259			16 087	16 090		16 085	(—5) →0
	13 789	3445			1740		
—172			19 532	19 535		17 825	—1710
	13 617						

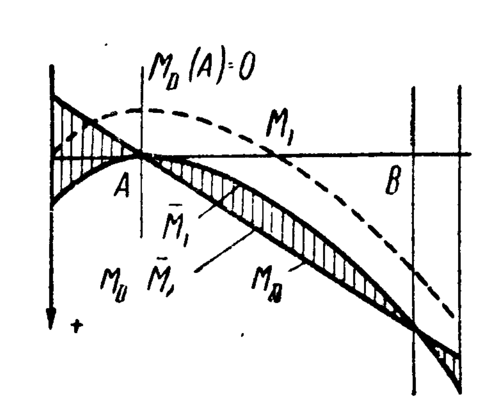
Колонка 5 — поперечная сила

$$Q = \begin{cases} -\Sigma P \text{ (перед } A) \\ A - \Sigma P \text{ (от } A \text{ до } B) \\ (A + B) - \Sigma P \text{ (за } B) \end{cases}$$

Колонка 10 — формула трапеции



$$6\overline{F} = \Delta x_l (M_l + 2M_{ml}) + \Delta x_r (2M_{mr} + M_r)$$



Нагрузки линии вала под действием изгибающих моментов от собственного веса после окончания монтажа одинаковы в случае применения как гибких, так и жестких муфт, так как линия вала еще действует как балка Гербера. В особенности напряжения изгиба надо рассчитывать как знакопеременную нагрузку при вращении вала из эпюры моментов балки Гербера, независимо от того, соединяется ли муфта жестко на изгиб или же она остается гибкой. В противоположность этому в дальнейшей эксплуатации проявляется существенная разница. В то время как линия вала с гибкими муфтами, как и прежде, ведет себя как балка Гербера, жесткие муфты теперь могут передавать изгибающие моменты. Линия вала с жесткими муфтами ведет себя в эксплуатации как сплошной вал. Это имеет существенное значение для расчета изгибных колебаний и критических скоростей вращения (см. стр. 427).

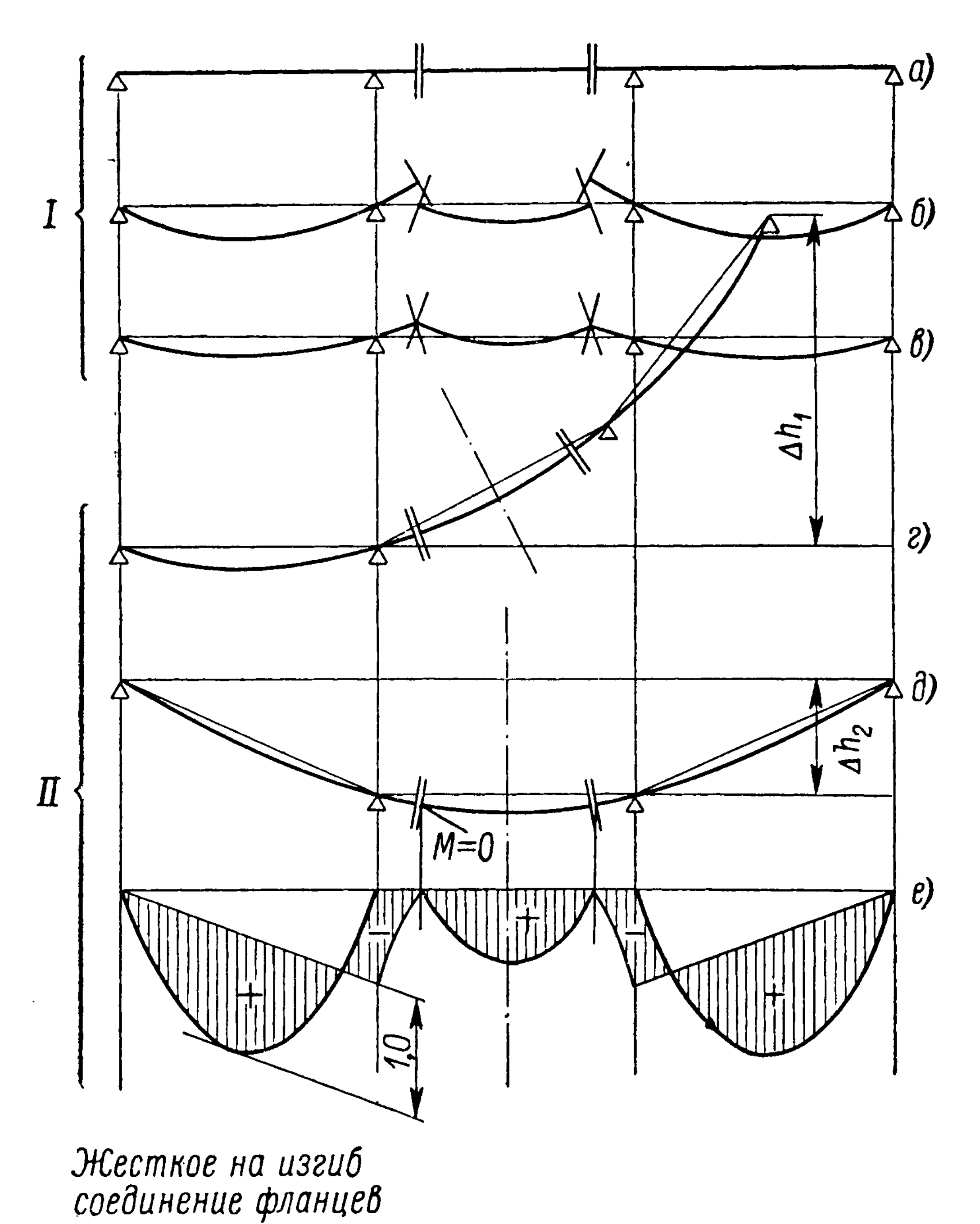


Рис. 11-7. Монтаж валопровода: *а* — линия валов, состоящая из трех частей; *б* — упругие линии отдельных валов; *в* — упругая линия при подвешенной средней части; *г* — плохая отладка (Δh_1 слишком велико); *д* — хорошая отладка (Δh_2 невелико); *е* — эпюра моментов после отладки подшипников (балка Гербера под действием собственного веса); *ж* — эпюра моментов вследствие приподнятия средних подшипников после выполнения посредством фланцев жесткого на изгиб соединения; *з* — результирующая эпюра моментов при жестком на изгиб соединении после приподнятия средних подшипников (комбинация *е* + *ж*)

I — монтаж отдельных элементов линии валов; *II* — отладка подшипников; *III* — разгрузка от моментов в пролетах путем приподнятия средних подшипников за счет создания изгибающих моментов в муфтах (не применяется)

Для линии вала по рис. 11-7 с жесткими муфтами могла бы существовать простая возможность для уменьшения в концевых пролетах больших положительных изгибающих моментов вследствие собствен-

ного веса. После окончания монтажа можно было бы немного приподнять оба средних подшипника, в результате чего на линию валов, которая является теперь жесткой на изгиб, будут действовать отрицательные изгибающие моменты, как это показано на рис. 11-7, *ж*. Их наложение на уже существующую эпюру моментов (балки Гербера) дало бы меньшие моменты в концевых пролетах (рис. 11-7, *з*). Однако такой метод разгрузки не применяется, так как изгибающие моменты в муфтах нежелательны.

11-2. Валы в неустановившихся режимах работы

А. Общие данные о неустановившихся режимах колебаний валов. Выбор размеров валов электрических машин зависит в основном от передаваемого вращающего момента в неустановившемся режиме. Установившийся (номинальный) вращающий момент определяется мощностью и скоростью вращения машины (см. стр. 18 и далее). Если на один вал работает несколько машин в качестве генераторов или двигателей, то для определения вращающего момента между двумя машинами следует соответствующим образом учесть разность их мощностей. Наряду с установившимися режимами существует целый ряд неустановившихся (переходных) режимов, которые при определенных условиях могут вызывать большие нагрузки на вал и оказывать решающее влияние на выбор его размеров. К таким неустановившимся режимам, как, например, запуск или торможение, относятся преимущественно колебательные явления, которые могут вызываться механическими причинами на ходу машины (неравномерный приводной момент, влияние подшипников, небалансы) или электродинамическими факторами (одностороннее магнитное тяжение, короткое замыкание). Рассмотрение каждого из этих режимов в отдельности вышло бы далеко за рамки данной книги. Поэтому мы ограничимся важнейшими явлениями — механическим резонансом и механическим воздействием короткого замыкания на вал — и рассмотрим в первую очередь крутильные колебания и критические на кручение (крутильно-критические) скорости вращения, затем влияние короткого замыкания на вал и, наконец, изгибные колебания и критические на изгиб (изгибно-критические) скорости вращения. Расчет приводится в элементарном виде. С более глубокими исследованиями и побочными явлениями читатель может познакомиться в специальной литературе.[1]

Вал электрической машины, обладающий массой и упругостью, может приводиться в состояние механических колебаний. Различают

---

[1] Biezeno C. B., Grammel R. Technische Dynamik. 2. Aufl., Bd. 1 u. II, Springer, 1953.

Klotter K. Technische Schwingungslehre. 2. Aufl., Bd. 1 u. II, Springer, 1960.

Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. Перевод 3-го американского издания, М. Физматгиз, 1959.

Den Hartog J. P. Mechanische Schwingungen. Deutsch von G. Mesmer, Springer, 1952.

Dimentberg F. M. Flexural Vibrations of Rotating Shafts. Butterworths, London, 1961.

изгибные колебания, при которых ось вала изгибается из ее равновесного положения, и крутильные колебания, при которых смежные поперечные сечения закручиваются относительно друг друга на определенный угол, а ось вала сохраняет свое положение. В обоих случаях происходят периодические во времени изменения положения колеблющегося тела относительно заданного положения равновесия.

Далее различают собственные и вынужденные колебания. Собственные колебания могут возбуждаться, если за счет какой-либо внешней причины происходит кратковременное силовое воздействие на вал. Энергия, которая при этом воспринимается валом, проявляется в определенных колебаниях вала, продолжающихся до тех пор, пока эта энергия не будет поглощена постоянно действующим демпфированием. При этом наблюдаются только вполне определенные формы и частоты колебаний, так называемые собственные формы и собственные частоты, которые не зависят от причины, возбуждающей колебания, и представляют собой характеристику вала. В противоположность этому вынужденные колебания возбуждаются в том случае, если силовое воздействие происходит периодически, т. е. в течение значительного отрезка времени с равными интервалами. Отличительным признаком вынужденных колебаний является то, что их частота соответствует частоте вынуждающей силы.[1]

При возбуждении колебаний упругого тела в каком-либо произвольном месте силой, периодически изменяющейся во времени, в другом произвольном месте обнаруживаются колебания такой же частоты. Если возбуждение происходит с частотой, которая преднамеренно или случайно совпадает с собственной частотой,[2] то говорят о резонансе. В системах без демпфирования в состоянии резонанса амплитуды колебаний возрастают со временем неограниченно, что может приводить к тяжелым сотрясениям и перегрузкам вала, в то время как в системах с демпфированием могут возникать хоть и значительные, но все же конечные величины амплитуд.

Согласно опыту в валах электрических машин нельзя рассчитывать на большое демпфирование, поэтому резонансу следует уделять особое внимание. Путем выбора соответствующей формы вала стремятся отнести значения собственных частот в такие диапазоны, в которых нет опасности появления резонансных колебаний. Вблизи резонанса достаточно малейшего возбуждения для того, чтобы за соответствующее время произошло опасное нарастание амплитуды колебаний.

Во многих случаях выбор размеров валов должен производиться не по имеющимся нагрузкам (по условию прочности), а с учетом значений собственных частот (по условию жесткости). Если, например, все сечения вала рассчитаны на установившийся вращающий момент, но при этом значения собственных частот оказываются неблагоприятными, то для изменения последних имеются две возможности: вал ослабляют, вследствие чего происходит снижение собственной частоты, или вал усиливают, что дает противоположный результат. Первый

[1] Существуют кажущиеся исключения.

[2] При наличии слабого демпфирования резонансная частота несколько меньше собственной частоты.

способ практически исключается, так как с ним связаны возможные перегрузки вала. Таким образом, остается только способ усиления, а вместе с тем придание валу излишнего веса. В действительности же обычно будет определенная свобода действия, так как вряд ли какой-либо вал может по всей своей длине быть равнопрочным.

Для гидрогенераторов выбор размеров валов производится, как правило, по собственным частотам. Для того чтобы избежать резонансов, частоту рабочей скорости вращения следует располагать между собственными частотами. Если периодическое возбуждение колебаний вызывается вращением вала, то это значит, что частота возбуждения соответствует частоте вращения вала.

Скорости вращения, соответствующие собственным частотам, называют критическими скоростями вращения. При этом следует различать машины, у которых первая критическая скорость меньше номинальной, или рабочей, скорости вращения, и такие машины, у которых она выше последней; в первом случае говорят о низкой, а во втором случае — о высокой механической настройке. Гидрогенераторы большой мощности обычно бывают в отношении крутильных колебаний низконастроенными, а в отношении изгибных колебаний высоконастроенными. Турбогенераторы большой мощности настроены низко относительно обоих типов колебаний.

Во многих случаях мало интересуются или вообще не интересуются амплитудами вынужденных колебаний и учитывают только критические скорости вращения для предотвращения резонансов. Многие причины вынужденных колебаний зависят от конструктивных и технологических случайностей, и поэтому они недостаточно известны. К тому же процесс балансировки, относящийся к завершению изготовления любой машины, служит для того, чтобы по возможности устранить причины вынужденных колебаний. Обязательным условием для выбора балансировочной скорости вращения в любом случае является исключение близости к резонансу. При резонансе балансировать нельзя, можно только производить измерения.

Численный расчет амплитуд колебаний, т. е. расчет не только собственных колебаний, имеет смысл лишь в том случае, если причина колебаний известна в численном выражении по величине и фазе, например электрическое короткое замыкание.

Б. Крутильные колебания. В установившемся режиме вал в большинстве случаев приводится во вращение постоянным во времени вращающим моментом. Такой момент не может создавать вынужденных колебаний. Тем не менее необходимо позаботиться о том, чтобы критические скорости вращения вала не совпадали с номинальной скоростью вращения. Причина этого заключается в том, что практически вряд ли возможно передавать через муфту, будь она «жесткой» или гибкой, строго постоянный вращающий момент. Всегда приходится рассчитывать на наличие переменных составляющих скорости вращения, а следовательно, момента, которые налагаются на постоянный во времени вращающий момент и могут создавать резонанс.

Из аналогичных соображений стремятся также исключить или снизить электрические возмущающие силы, включая их высшие гар-

монические, для того чтобы предотвратить любые возбуждения колебаний. Когда значительные, и в особенности известные, колебательные вращающие моменты передаются вследствие электромагнитного взаимодействия между ротором и статором, как это имеет место у всех однофазных и трехфазных машин переменного тока в несимметричном режиме работы, предотвращение резонансов является настоятельной необходимостью.

1. Пример аналитического расчета крутильных колебаний валопровода — свободных и вынужденных крутильных колебаний системы с двумя массами. Обозначения:

Θ— полярный момент инерции вращающейся массы, *кГ·см·сек*^{2}. В технике часто вместо момента инерции массы применяется маховой момент G^*D^{*2}, причем G^* означает вес тела, а $D^* = 2r_i$ — его удвоенный радиус инерции. При этом справедлива зависимость $\Theta = G^*D^{*2}/4g$. Для сплошного диска постоянной толщины диаметром D

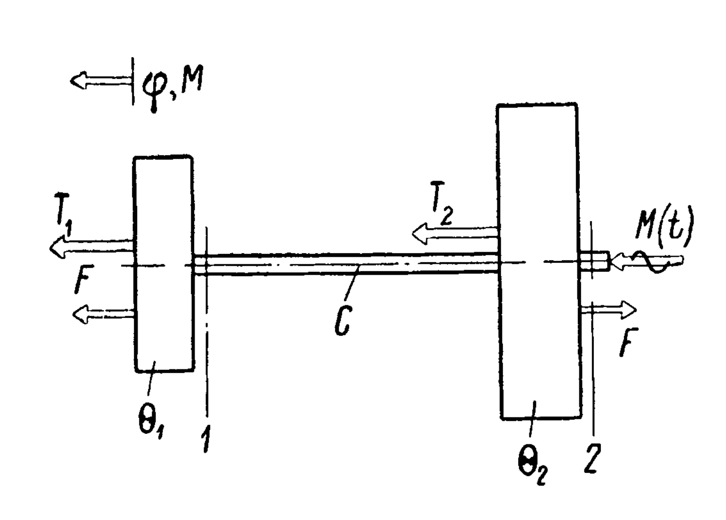


Рис. 11-8. Крутильная система с двумя массами

$$r_i = \frac{D}{2} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 0{,}707 \frac{D}{2}$$

$$\text{и } \Theta = \frac{G^*D^{*2}}{4g} = \frac{G^*D^2}{8g};$$

φ — угол закручивания, *рад*;

c — жесткость кручения, *кГ·см* (большие или малые значения c соответствуют жестким или мягким пружинам). Для отрезка круглоцилиндрического вала диаметром D и длиной l будет

$$c = \frac{GJ}{l} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4G}{l},$$

причем G означает модуль сдвига, а $J = \pi D^4/32$ — момент инерции площади кольцевого сечения вала (см. табл. 11-1). Жесткость кручения для ступенчатых валов может определяться путем «последовательного соединения» жесткостей кручения отдельных участков вала. При этом будет

$$\frac{1}{c} = \sum_i \frac{1}{c_i};$$

$T = \Theta \ddot{\varphi}$ — инерционный крутящий момент массы ($\ddot{\varphi} = d^2\varphi/dt^2$), *кГ·см*;

$F = c\varphi$ — упругий крутящий момент (пропорционален углу закручивания вала), *кГ·см*;

$M(t)$ — внешний крутящий момент, *кГ·см*.

На рис. 11-8 изображен не имеющий массы, но упругий на кручение вал с двумя вращающимися массами на концах. Пусть на правом конце действует внешний крутящий момент привода. Для суждения о направлениях вращения углы закручивания и вращающие моменты обозначены двойными стрелками как свободные векторы. Составим

условия равновесия для сил, действующих в сечении в каждом случае справа от вращающейся массы. Согласно принципу д'Аламбера для прилагающихся в сечениях *1* и *2* крутящих моментов справедливы следующие условия равновесия (теорема моментов количества движения):

$$\left.\begin{aligned} &+T_1+F=0 \to +\Theta_1\ddot{\varphi}_1+c(\varphi_1-\varphi_2)=0; \\ &+T_2-F+M(t)=0 \to +\Theta_2\ddot{\varphi}_2-c(\varphi_1-\varphi_2)+M(t)=0. \end{aligned}\right\} \quad (11\text{-}2)$$

Если поделить первое уравнение на Θ_1, а второе уравнение на Θ_2 и вычесть второе уравнение из первого, то после сокращений

$$\eta=\varphi_1-\varphi_2;\ \beta=\frac{c}{\Theta_1}+\frac{c}{\Theta_2}+c\frac{\Theta_1+\Theta_2}{\Theta_1\Theta_2} \qquad (11\text{-}3)$$

получим линейное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами (дифференциальное уравнение колебаний) для разности углов поворота обеих вращающихся масс:

$$\ddot{\eta}+\beta\eta=M(t)/\Theta_2. \qquad (11\text{-}4)$$

Если принять следующую временную зависимость для приводного вращающего момента:

$$M(t)=\overline{M}+\Delta M\sin\omega t, \qquad (11\text{-}5)$$

где $\overline{M}$ выражает постоянный во времени вращающий момент, а $\Delta M\sin\omega t$ — гармоническую составляющую вращающего момента, то общее решение уравнения (11-4) может быть получено в виде

$$\eta=A\sin\nu t+B\cos\nu t+\frac{\overline{M}}{\nu^2\Theta_2}+\frac{\Delta M\sin\omega t}{(\nu^2-\omega^2)\,\Theta_2},\ \nu=\sqrt{\beta}\neq\omega, \quad (11\text{-}6а)$$

где A и B — постоянные интегрирования, которые могут быть определены двумя начальными условиями. Если положить, что в момент времени $t=0$ система имеет угловое закручивание η_0 и скорость углового закручивания $\dot{\eta}_0$, то начальные условия будут:

$$\eta(0)=\eta_0;\ \dot{\eta}(0)=\dot{\eta}_0. \qquad (11\text{-}6б)$$

Подставляя уравнения (11-6а) в уравнение (11-6б), получаем уравнения:

$$\eta_0=B+\frac{\overline{M}}{\nu^2\Theta_2};\ \ \dot{\eta}_0=\nu A+\frac{\Delta M\omega}{(\nu^2-\omega^2)\,\Theta_2}$$

для определения постоянных A и B. При этом общее решение рассматриваемой задачи, описываемой уравнениями (11-4), (11-5) и (11-6б), выражается следующим образом:

$$\eta=\left(\frac{\dot{\eta}_0}{\nu}-\frac{\Delta M\omega}{\nu(\nu^2-\omega^2)\,\Theta_2}\right)\sin\nu t+\left(\eta_0-\frac{\overline{M}}{\nu^2\Theta_2}\right)\cos\nu t+\frac{\overline{M}}{\nu^2\Theta_2}+$$
$$+\frac{\Delta M\sin\omega t}{(\nu^2-\omega^2)\,\Theta_2},\quad \omega\neq\nu. \qquad (11\text{-}6в)$$

Оба первых члена уравнений (11-6а) и (11-6в) выражают гармонические во времени колебания с круговой частотой ν. Их называют собственными колебаниями, а соответствующую круговую частоту $\nu = \sqrt{\beta} = \sqrt{\frac{c}{\Theta_1} + \frac{c}{\Theta_2}} = \sqrt{c\frac{\Theta_1 + \Theta_2}{\Theta_1\Theta_2}}$ — собственной круговой частотой системы, так как она является постоянной системы. Собственные колебания, как правило, демпфируются[1], и со временем они затухают. Третий член, если рассматривать его во времени, является постоянным и представляет собой упругое закручивание обеих масс под действием постоянного приводного вращающего момента $\overline{M}$. Четвертый член — это колеблющаяся с круговой частотой ω составляющая, вызываемая гармонической составляющей $\Delta M \sin \omega t$ внешнего вращающего момента. Она имеет такую же круговую частоту, как возбуждающий момент, и называется также вынужденным колебанием.

Уравнение (11-6в) остается справедливым до тех пор, пока возбуждающая круговая частота ω отличается от собственной частоты ν системы. В случае $\omega = \nu$ уравнения (11-6а) и (11-6в) уже не являются общим решением дифференциальных уравнений (11-4), (11-5), так как последние принимают вид:

$$\ddot{\eta} + \omega^2\eta = \frac{1}{\Theta_2}(\overline{M} + \Delta M \sin \omega t). \qquad (11\text{-}7а)$$

Общим решением уравнения (11-7а) в этом случае будет

$$\eta = A \sin \omega t + B \cos \omega t + \frac{\overline{M}}{\omega^2\Theta_2} - t\frac{\Delta M}{2\omega\Theta_2}\cos \omega t, \quad \omega = \nu. \qquad (11\text{-}7б)$$

Четвертый член уравнения (11-7б), выражающий вынужденные колебания, уже не является чисто гармоническим, а общее решение — уже не чисто периодическое. «Амплитуда» вынужденного колебания увеличивается линейно со временем t и без демпфирования превысит все допустимые границы, в этом случае имеет место резонанс. С начальными условиями (11-6б) решение задачи, соответствующее уравнению (11-6в), при резонансе имеет вид:

$$\eta = \left(\frac{\dot{\eta}_0}{\omega} + \frac{\Delta M}{2\omega^2\Theta_2}\right)\sin \omega t + \left(\eta_0 - \frac{\Delta M}{\omega^2\Theta_2}\right)\cos \omega t + \\ + \frac{\overline{M}}{\omega^2\Theta_2} - t\frac{\Delta M}{2\omega\Theta_2}\cos \omega t. \qquad (11\text{-}7в)$$

Если периодическая составляющая вращающего момента вызывается неравномерностью привода, причем если при каждом обороте вала возникает одинаковое отклонение от постоянной величины вращающего момента, то круговая частота возбуждающей силы ω совпадает с угловой скоростью вала. Следовательно, для того чтобы исключить опасность резонанса, угловая скорость не должна совпадать с

[1] Демпфированием в расчете пренебрегают.

собственной частотой ν системы. Поэтому необходимо знать собственную частоту системы. В рассматриваемом случае простой расчет дал выражение собственной частоты крутильных колебаний:

$$\nu = \sqrt{\beta} = \sqrt{c \frac{\Theta_1 + \Theta_2}{\Theta_1 \Theta_2}}.$$

С точки зрения опасности резонанса угловую скорость $\omega = \nu$ называют критической угловой скоростью вала в отношении крутильных колебаний или более кратко — крутильно-критической скоростью вращения. При нескольких вращающихся массах возникало бы более одной собственной круговой частоты. В общем случае системе с n свободными вращающимися массами соответствуют n—1 собственных круговых частот, при этом также говорят о n—1 степенях свободы системы.

Сводка результатов для различных систем с вращающимися массами приведена в табл. 11-4. В первых двух примерах приближенно учитывается влияние на собственную круговую частоту массы Θ_F упругого на кручение вала.

Собственные круговые частоты зависят только от постоянных системы Θ и c, но не зависят от вида возбуждения. При нескольких степенях свободы применявшийся выше «классический» расчет с помощью соответствующего дифференциального уравнения становится слишком сложным.

Это справедливо в особенности в том случае, когда интерес представляет критическая скорость вращения, но не угол закручивания и вращающие моменты. Для определения критических скоростей вращения простых систем имеется целый ряд проверенных на практике приближенных методов (см. сноску на стр. 409). Здесь мы рассмотрим только метод Хольцера[1].

В последние годы для расчета критических скоростей вращения стали широко применяться современные вычислительные машины. Как раз метод Хольцера с его часто повторяющимися, однообразными вычислительными операциями оказался особенно удобен для осуществления на цифровой электронной вычислительной машине. В расширенном виде он применяется также и для расчета критических изгибных скоростей вращения (см. стр. 438).

2. Метод Хольцера для определения собственных круговых частот крутильных колебаний при нескольких вращающихся массах. Идея метода заключается в следующем. Предполагается, что вся система совершает вращательные колебания с круговой частотой ω. Если бы ω было собственной круговой частотой ν, то колебания могли бы происходить без внешнего вращающего момента в виде собственных колебаний. Если же ω, напротив, не является собственной круговой частотой, то колебания поддерживаются только в том случае, если в каком-либо месте системы будет прилагаться внешний вращающий момент с частотой ω, т. е. когда имеют место вынужденные колебания.

---

[1] См., например, Den Hartog J. P. Mechanische Schwingungen. Deutsch von G. Mesmer, Springer, 1952.

Таблица 11-4. **Собственные круговые частоты ν крутильных колебаний различных систем**

1. Диск на конце закручиваемой пружины	$c_1\Theta_F$, Θ	c — жесткость пружины кручения[1]	$\nu^2 = \dfrac{c}{\Theta + \dfrac{\Theta_F}{3}}$, $\Theta_F < \Theta$
2. Диски на обоих концах закручиваемой пружины	Θ_1, $c_1\Theta_F$, Θ_2		$\nu^2 = c\dfrac{\Theta_1+\Theta_2}{\Theta_1\Theta_2\left[\dfrac{1+\Theta_F}{3(\Theta_1+\Theta_2)}\right]}$, $\Theta_F < \Theta$
3. Диски на закручиваемых пружинах, связанных повышающей передачей. Масса Θ_2 вращается в n раз быстрее, чем Θ_1	Θ_1, c_1, 1, c_2, n, Θ_2	Θ — полярный момент инерции массы[2]	$\nu^2 = \dfrac{1}{\dfrac{1}{c_1}+\dfrac{1}{n^2c_2}} \times \dfrac{\Theta_1+n^2\Theta_2}{\Theta_1 n^2\Theta_2}$
4. Три диска, связанные закручиваемыми пружинами	Θ_1, c_1, Θ_2, c_2, Θ_3		$\nu^2 = \dfrac{1}{2}\left(A \pm \sqrt{A^2 - B}\right)$; $A = \dfrac{c_1}{\Theta_1} + \dfrac{c_2}{\Theta_3} + \dfrac{c_1+c_2}{\Theta_2}$; $B = \dfrac{4c_1c_2}{\Theta_1\Theta_2\Theta_3}(\Theta_1+\Theta_2+\Theta_3)$

[1] Жесткость пружины кручения (жесткость на кручение отрезка вала длиной l):

а) для кругового поперечного сечения $c = \dfrac{\pi G D^4}{32 l}$

б) для кольцевого поперечного сечения $c = \dfrac{\pi G (D^4 - d^4)}{32 l}$

(для а) и б)) $c = \dfrac{GJ}{l}$;

в) для квадратного поперечного сечения $c = \dfrac{GJ_t}{l} = \dfrac{Ga^2}{l}\cdot 0{,}140$;

г) для отрезка ступенчатого вала $1/c = \Sigma\, 1/c_i$.

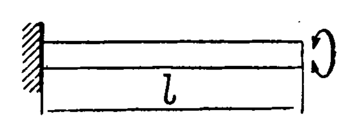
c, c_i, d, a, D, D

[2] Полярный момент инерции массы (вращающаяся масса, маховая масса): для сплошного диска постоянной толщины (диаметр D и вес G^*)

$$\Theta = \frac{G^* D^2}{8g};$$

или с $G^* D^{*2}$ в качестве махового момента (D^* — диаметр инерции)

$$\Theta = \frac{G^* D^{*2}}{4g}.$$

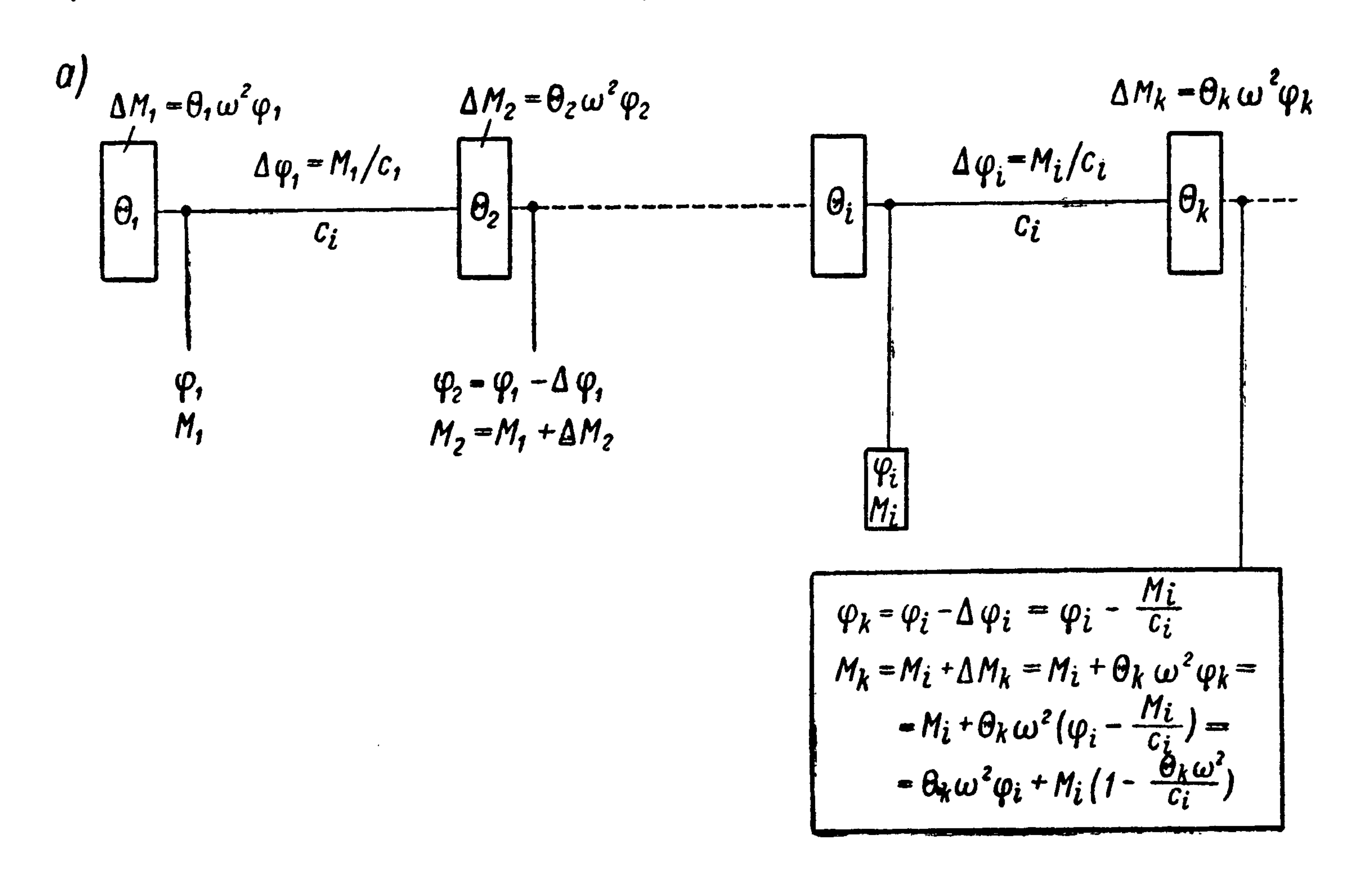
5. Заделанный одним концом стержень с призматическим поперечным сечением	 $cl = GJ$ — жесткость на кручение; $\vartheta = \rho J$ — полярный момент инерции массы на единицу длины; $\rho = \gamma/g$ — плотность; J — полярный момент инерции сечения	$\nu = \left(k - \frac{1}{2}\right)\pi \times \sqrt{\frac{GJ_t}{\vartheta l^2}}$, $k = 1, 2, 3, \ldots$ Круговое или кольцевое поперечное сечение: $J_t = J$ Квадратное поперечное сечение: $J_t/J = 0{,}842$

Расчет начинают с разумно оцененной величиной ω на одном конце и проверяют, необходим ли вращающий момент на другом конце для поддержания колебаний. Если да, то расчет начинают снова с другим значением ω и продолжают так до тех пор, пока путем систематических проб не будет установлена искомая величина $\omega = \nu$.

Пусть на рис. 11-9 вращающаяся масса Θ_1 колеблется на левом конце вала с произвольно принятым углом поворота $\ddot{\varphi}_1 = \varphi_1 \sin \omega t$. Для поддержания колебания на вращающуюся массу должен действовать вращающий момент $\Delta \ddot{M}_1 = -\Theta_1 \ddot{\varphi}_1 = \Delta M_1 \sin \omega t$ с амплитудой $\Delta M_1 = \Theta_1 \omega^2 \varphi_1$. Этот вращающий момент может передаваться только отрезком вала справа от Θ_1. Если этот отрезок вала имеет вплоть до вращающейся массы Θ_2 жесткость на кручение c_1, то амплитуда угла поворота будет составлять $\Delta\varphi_1 = \Theta_1 \omega^2 \varphi_1 / c_1$. Поэтому амплитуда поворота массы Θ_2 составляет $\varphi_2 = \varphi_1 - \Delta\varphi_1 = \varphi_1 - \Theta_1 \omega^2 \varphi_1 / c_1$. Для того чтобы вращающаяся масса Θ_2 колебалась с этой амплитудой, необходим активный вращающий момент, амплитуда которого выражается уравнением $\Delta M_2 = \Theta_2 \omega^2 \varphi_2 = \Theta_2 \omega^2 (\varphi_1 - \Theta_1 \omega^2 \varphi_1 / c_1)$. Этот вращающий момент образуется как разность обоих моментов, действующих на вал справа и слева от Θ_2. Так как вращающий момент вала M_1 известен, то вращающий момент M_2 рассчитывается из $M_2 = M_1 + \Delta M_2 = \Theta_2 \omega^2 \varphi_1 + \Theta_1 \omega^2 (\varphi_1 - \Theta_2 \omega^2 \varphi_1 / c_1)$.

Расчет продолжается таким путем дальше, причем следует учитывать, что каждый раз так называемые параметры состояния φ_k, M_k справа от какой-либо вращающейся массы могут определяться из рассчитанных значений φ_i, M_i предыдущего отрезка посредством линейной зависимости. Таким образом, мы доходим до правой стороны последней вращающейся массы, где больше нет никакого вала, который мог бы давать необходимый для вращательного движения момент. Следовательно, для поддержания колебаний нужно справа от последней вращающейся массы приложить внешний вращающий момент M, величина которого получается из расчета. Эта величина обращается в нуль только в том случае, если случайно ω будет собственной круговой частотой. Поэтому величина и знак M являются характеристикой того, насколько мы еще далеки при предположенном значении ω от значения собственной частоты ν. Расчет повторяется для различных

значений ω, причем получаются различные M (ω), которые целесообразно вносить в систему координат (рис. 11-9, *в*). При этом прохождение кривой M (ω) через нуль определяет собственные круговые частоты (метод конечных моментов).



б)

$\omega = const$

		1	2	3	4	5	6	7
		θ	$\theta\omega^2$	φ	ΔM $\theta\omega^2\varphi$	M $\Sigma\theta\omega^2\varphi$	$\frac{1}{c}$	$\Delta\varphi$ $\frac{1}{c}\Sigma\theta\omega^2\varphi$
i	1			$\varphi_1 = 1$ (принято)	$\Delta M_1 = \theta_1\omega^2\varphi_1$	$M_1 = \theta_1\omega^2\varphi_1$		$\Delta\varphi_1 = M_1/c_1$
k	2			$\varphi_2 = \varphi_1 - \Delta\varphi_1$	$\Delta M_2 = \theta_2\omega^2\varphi_2$	$M_2 = M_1 + \Delta M_2$		$\Delta\varphi_2 = M_2/c_2$
⋮	⋮			⋮	⋮	⋮		

в)



Рис. 11-9. Схема для расчета собственных крутильных колебаний упругих систем по Хольцеру: *а* — схема расчета; *б* — табличная форма вычислений (приблизительная оценка); *в* — графическое определение собственных круговых частот

Численный расчет следует для наглядности проводить в табличной форме (рис. 11-9, *б*). Сначала заполняются колонки 1 и 6. Разумно приняв значение ω, получаем значения колонки 2 и с выбранной в колонке 3 произвольной амплитудой, например $\varphi = 1$, расчет постепенно продолжаем вдоль первого ряда вправо. Как следует вести вычисления, наглядно показывает схема рис. 11-9, *б*. Наконец, в колонке 5 получаем искомый крутящий момент $\tilde{M}$ (ω).

П р и м е р. Вал ударного генератора разрывной мощности для испытания выключателей (рис. 11-10).

Короткое замыкание — при скорости вращения вала $n = 3000$ *об/мин*. На вал действуют два пульсирующих вращающих момента с частотой 50 и 100 *гц* см. п. 3, стр. 421). Для того чтобы избежать резонансов, собственные частоты

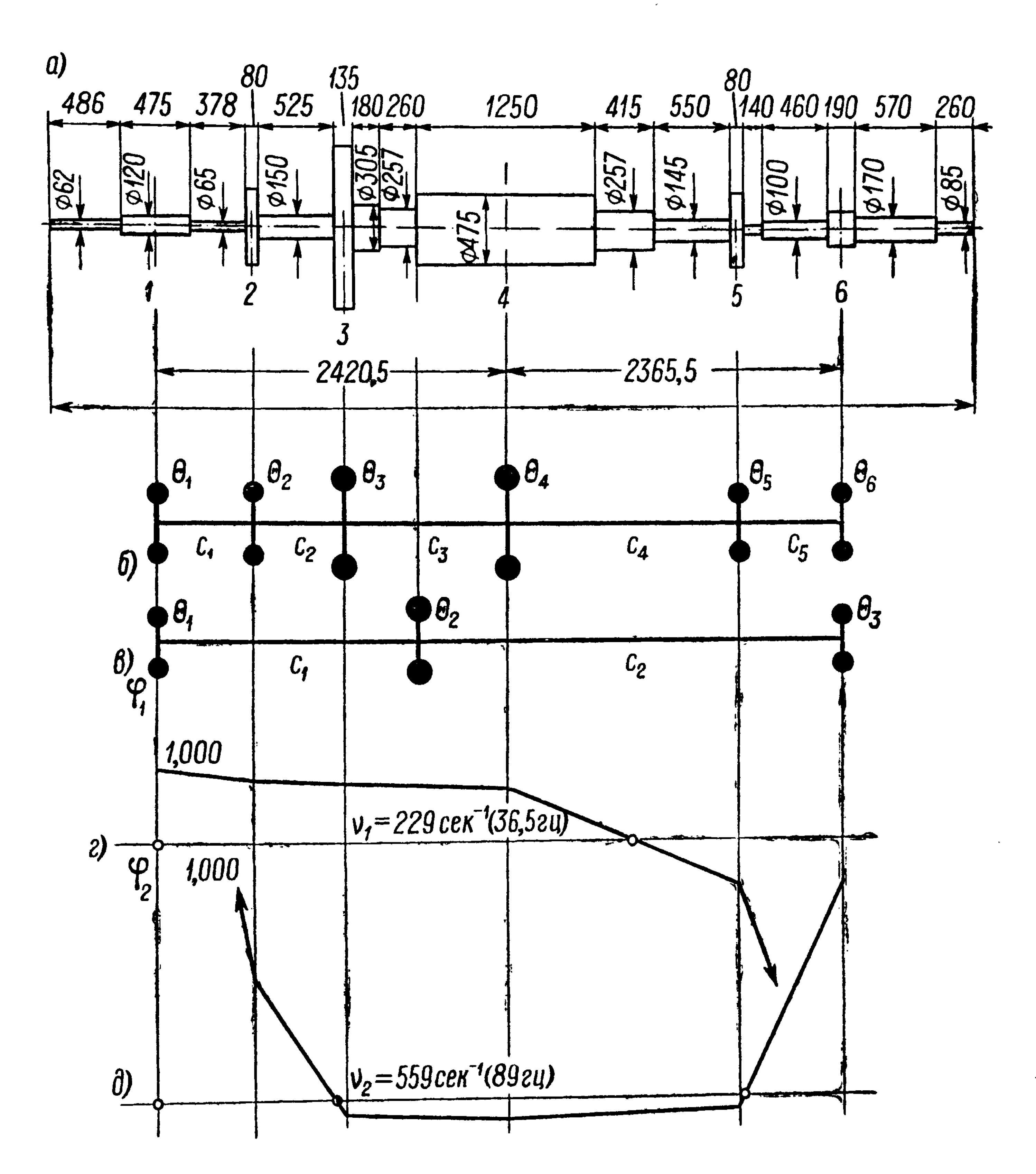


Рис. 11-10. Системы и формы собственных крутильных колебаний для расчета критических скоростей вращения вала ударного генератора разрывной мощности: *а* — линия валов (валопровод) с двигателем, маховым колесом, генератором и возбудителем; *б* — расчетная модель с шестью вращающимися массами; *в* — эквивалентная модель с тремя вращающимися массами; *г* — собственная форма основного крутильного колебания; *д* — собственная форма первой гармонической составляющей

1 — двигатель; *2*; *5* — упругие муфты; *3* — маховое колесо; *4* — генератор; *6* — возбудитель

должны быть достаточно удалены от частот пульсирующих моментов. Реальный вал заменяется системой с шестью массами. Следовательно, при этом получается пять собственных круговых частот. Для грубой оценки первой приближенной величины наиболее низкой собственной круговой частоты систему с шестью массами можно привести к системе с тремя массами (рис. 11-10, *в*), для которой из табл. 11-4 можно взять полную формулу для обеих собственных круговых частот. С предварительно оцененными значениями $\Theta_1 = 7{,}65$ $кГ \cdot см \cdot сек^2$; $\Theta_2 =$

$= 2270$ $кГ \cdot см \cdot сек^2$; $\Theta_3 = 61,25$ $кГ \cdot см \cdot сек^2$; $c_1 = 241 \cdot 10^4$ $кГ \cdot см^1$; $c_2 = 310 \cdot 10^4$ $кГ \cdot см$ получается:

$$A = \frac{c_1}{\Theta_1} + \frac{c_2}{\Theta_3} + \frac{c_1 + c_2}{\Theta_2} = \frac{241 \cdot 10^4}{7,65} + \frac{310 \cdot 10^4}{61,25} + \frac{(241 + 310) \cdot 10^4}{2270} = 36,80 \cdot 10^4 \ 1/сек^2;$$

$$B = \frac{4 c_1 c_2}{\Theta_1 \Theta_2 \Theta_3} (\Theta_1 + \Theta_2 + \Theta_3) = \frac{4 \cdot 241 \cdot 310 \cdot 10^8}{7,65 \cdot 2270 \cdot 61,25} (7,65 + 2270 + 61,25) = 6,58 \cdot 10^{10} \ 1/сек^2;$$

$$\nu^2 = \frac{1}{2} \left(A \pm \sqrt{A^2 - B} \right) = \frac{1}{2} \left(36,80 \cdot 10^4 \pm \sqrt{36,80^2 \cdot 10^8 - 6,58 \cdot 10^{10}} \right) = \begin{cases} 31,6 \cdot 10^4 \ 1/сек^2, \\ 5,2 \cdot 10^4 \ 1/сек^2; \end{cases}$$

$$\nu_1 = 228 \ 1/сек \left(n_1 = \frac{30}{\pi} \nu_1 = 2180 \ об/мин; \ f_1 = \frac{\nu_1}{2\pi} = 36,3 \ гц \right).$$

Первую попытку начнем с $\omega = 230$.

Основное колебание: первая попытка $\omega = 230$ ($\omega^2 = 52900$).

	1	2	3	4	5	6	7
	Θ	$\Theta\omega^2$	φ	$\Theta\omega^2\varphi$	$\Sigma\Theta\omega^2\varphi$	$1/c$	$1/c\ \Sigma\Theta\omega^2\varphi$
		10^4		10^4	10^4	10^{-8}	
1	7,65	40,45	1,0000	40,45	40,45	40,18	0,1623
2	$\Sigma \approx 2270$ { 47,2	250,0	0,8377	209,1	249,6	1,28	0,0319
3	1542	8155	0,8058	6580	6829	0,108	0,0736
4	638	3375	0,7322	2470	9299	1,472	1,3700
5	47,2	250,0	−0,6378	−159,5	9140	30,72	28,10
6	61,2	324,0	−28,74	−9300	$-160 = M(230)$		

Необходимый вращающий момент для поддержания амплитуды колебания первой вращающейся массы получился отрицательным и, следовательно, имеет противоположное направление вращения относительно первых пяти масс. Отсюда можно заключить, что действительная первая собственная круговая частота меньше 230.

Возьмем для второй попытки, например, $\omega = 200$.

Основное колебание: вторая попытка $\omega = 200$ ($\omega^2 = 40000$).

	1	2	3	4	5	6	7
	Θ	$\Theta\omega^2$	φ	$\Theta\omega^2\varphi$	$\Sigma\Theta\omega^2\varphi$	$1/c$	$1/c\ \Sigma\Theta\omega^2\varphi$
		10^4		10^4	10^4	10^{-8}	
1	7,65	30,60	1,0000	30,60	30,6	40,18	0,1229
2	47,2	188,8	0,8771	165,6	196,2	1,28	0,0251
3	1542	6168	0,8520	5255	5451	0,108	0,0589
4	638	2552	0,7931	2024	7475	1,472	1,100
5	47,2	188,8	−0,307	−55,8	7419	30,72	22,79
6	61,2	244,8	−23,10	−5655	$1764 = M(200)$		

[1] На жесткость при кручении преимущественное влияние оказывают упругие муфты.

Принятое для ω значение слишком мало. Правильное значение, вероятно, близко к $\omega = 230$. Первая оценка оказалась случайно очень хорошей.

Проведем теперь третий расчет с $\omega = 220$. При этом будем располагать в целом тремя точками $M(\omega)$ кривой конечных моментов вблизи первого прохождения через нуль, которые позволяют с достаточной точностью графическим путем определить круговую частоту основного колебания. Получается $\omega = \nu_1 = 229$ $1/сек$ ($f_1 = 36{,}5$ *гц*).

Затем приступаем к определению следующей, второй, собственной частоты, которую найдем при $\nu_2 = 561$ $1/сек$ ($f_2 = 89{,}5$ *гц*). Таким образом, она только на 10% ниже собственной частоты 100 *гц*, которой следует избегать, в то время как ν_1 достаточно далеко удалена от 50 *гц*. В таком случае надо задаться вопросом, не стоит ли с учетом малого удаления второй собственной частоты от вынуждающей частоты 100 *гц* начать расчет заново с измененными размерами. Остальные три более высокие собственные круговые частоты ν_3, ν_4 и ν_5 интереса не представляют, так как никакие возбуждающие силы с частотой выше 100 *гц* не возникают.

Таблицы Хольцера позволяют также установить формы собственных колебаний (так называемые собственные формы). Для этого следует из колонки 3 взять углы поворота φ и нанести их на график с соответствующими знаками для соответствующих вращающихся масс. Соединяя полученные таким путем точки, получим упругую линию закрученного вала при соответствующей критической скорости вращения, а вместе с тем и собственную форму (рис. 11-10, *г*, *д*). Они определены только до определенного произвольного множителя и в нашем случае «нормализованы» на $\varphi_1 = 1$. Каждая более высокая собственная форма колебаний имеет на один переход через нуль или узел больше, чем предыдущая.

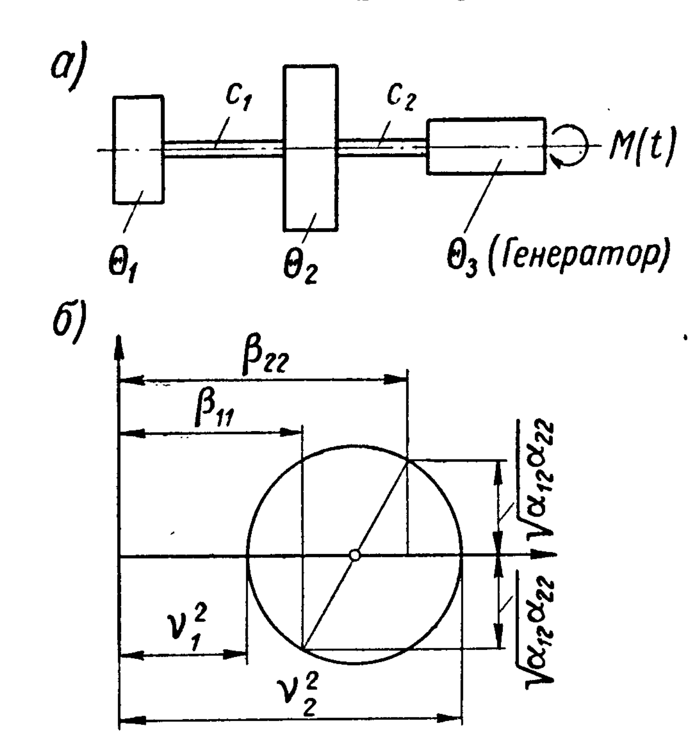


Рис. 11-11. Крутильная система с тремя массами и круговая диаграмма Мора

3. Нагрузки, воспринимаемые валопроводом при коротком замыкании. Причиной или источником вынужденных колебаний при коротком замыкании является генератор. Мы исходим из системы с тремя массами, в которой генератор должен представлять собой вращающуюся массу на конце вала (рис. 11-11). При другом числе вращающихся масс или при приводе через промежуточную массу расчет остается по смыслу таким же. Сначала следует оценить, допустимо ли приведение к эквивалентной системе с меньшим числом масс. В большинстве случаев это допустимо тогда, когда отдельные вращающиеся массы или жесткости на кручение выделяются сравнительно с соседними. В противоположность процессу изгибных колебаний, в случае крутильных колебаний часто путем приведения системы к более простой можно добиться сокращения объема расчета при приемлемом снижении точности.

В этой связи следует заметить, что применение современных электронных вычислительных машин, как правило, позволяет отказаться от сокращения числа степеней свободы, так как линия вала программируется раз и навсегда с достаточным количеством степеней свободы и путем специализации эта программа может приводиться в соответст-

вие с рассматриваемой задачей. Кроме того, применение вычислительных машин позволяет также учитывать дополнительные влияния, как, например, демпфирование в системе.

На примере упрощенного расчета системы с тремя массами рассмотрим механические процессы при коротком замыкании.

Эквивалентная система и возбуждающий крутящий момент. За основу принимается система по рис. 11-11. Здесь справедливы зависимости, приведенные в п. 1. Заданы моменты инерции массы Θ, крутильные жесткости c и возбуждающий крутящий момент $M(t)$.

Зависимость крутящего момента от времени обусловливается видом короткого замыкания. Принято производить расчет для того случая, который создает наибольший вращающий момент. Для трехфазных синхронных генераторов таким случаем является однофазное короткое замыкание на зажимах в двух фазах обмотки в наиболее неблагоприятный момент времени, когда напряжение проходит через нуль. Последнее справедливо также и для однофазных синхронных генераторов. При этом начиная с момента времени $t = 0$ хорошим приближением является следующее выражение возбуждающего момента:

$$M(t) = M_0 \frac{k}{x_d''} \left(\sin \omega t - \frac{1}{2} \sin 2\omega t \right), \quad t \geqslant 0, \qquad (11\text{-}8)$$

где $k = 1$ для трехфазных генераторов; $k = \sqrt{3}$ для однофазных генераторов; M_0 — номинальный вращающий момент в установившемся режиме; x_d'' — сверхпереходное реактивное сопротивление короткого замыкания [1] (сверхпереходное реактивное сопротивление по продольной оси); ω — заданная электрическая круговая частота.

Характер изменения $M(t)$ изображен для $k = 1$ на рис. 11-12, *б*. Вследствие сделанного допущения это периодическая функция, в в действительности же в результате демпфирования она легко затухает.[2] Погрешность, однако, большого значения не имеет, так как постоянные времени затухания синусоидальных волн в уравнении (11-8) имеют величину порядка нескольких долей секунды, в то время как определяющие пики нагрузки, как правило, имеют место в первые сотые доли секунды.

Дифференциальные уравнения. Если обозначить углы поворота масс так же, как в примере крутильных колебаний си-

---

[1] Трехфазный генератор:
- — турбогенератор $x_d'' \approx 12\%$ (10—27%);
- — явнополюсная машина $x_d'' \approx 20\%$ (10—25%);

Однофазный генератор — $x_d'' \approx 15\%$ (12—30%).

[2] Первый член в скобках уравнения (11-8) обусловливается апериодической составляющей тока короткого замыкания статора и затухает при конечном сопротивлении. Второй член в скобках обусловливается сверхпереходной составляющей ударного тока короткого замыкания, он затухает, как правило, медленнее, чем член с одинарной частотой. Уравнение (11-8) справедливо для «симметричной» машины с $x_d'' = x_q''$ (одинаковые реактивные сопротивления по продольной и поперечной осям).

стемы с двумя массами, то теперь получатся не два, а соответственно три уравнения для φ в качестве условий равновесия в сечениях непосредственно справа от вращающихся масс:

$$\left.\begin{aligned} \Theta_1\ddot{\varphi}_1 &= -c_1(\varphi_1-\varphi_2); \\ \Theta_2\ddot{\varphi}_2 &= +c_1(\varphi_1-\varphi_2)-c_2(\varphi_2-\varphi_3); \\ \Theta_3\ddot{\varphi}_3 &= \qquad\qquad +c_2(\varphi_2-\varphi_3)-M(t). \end{aligned}\right\} \quad (11\text{-}9)$$

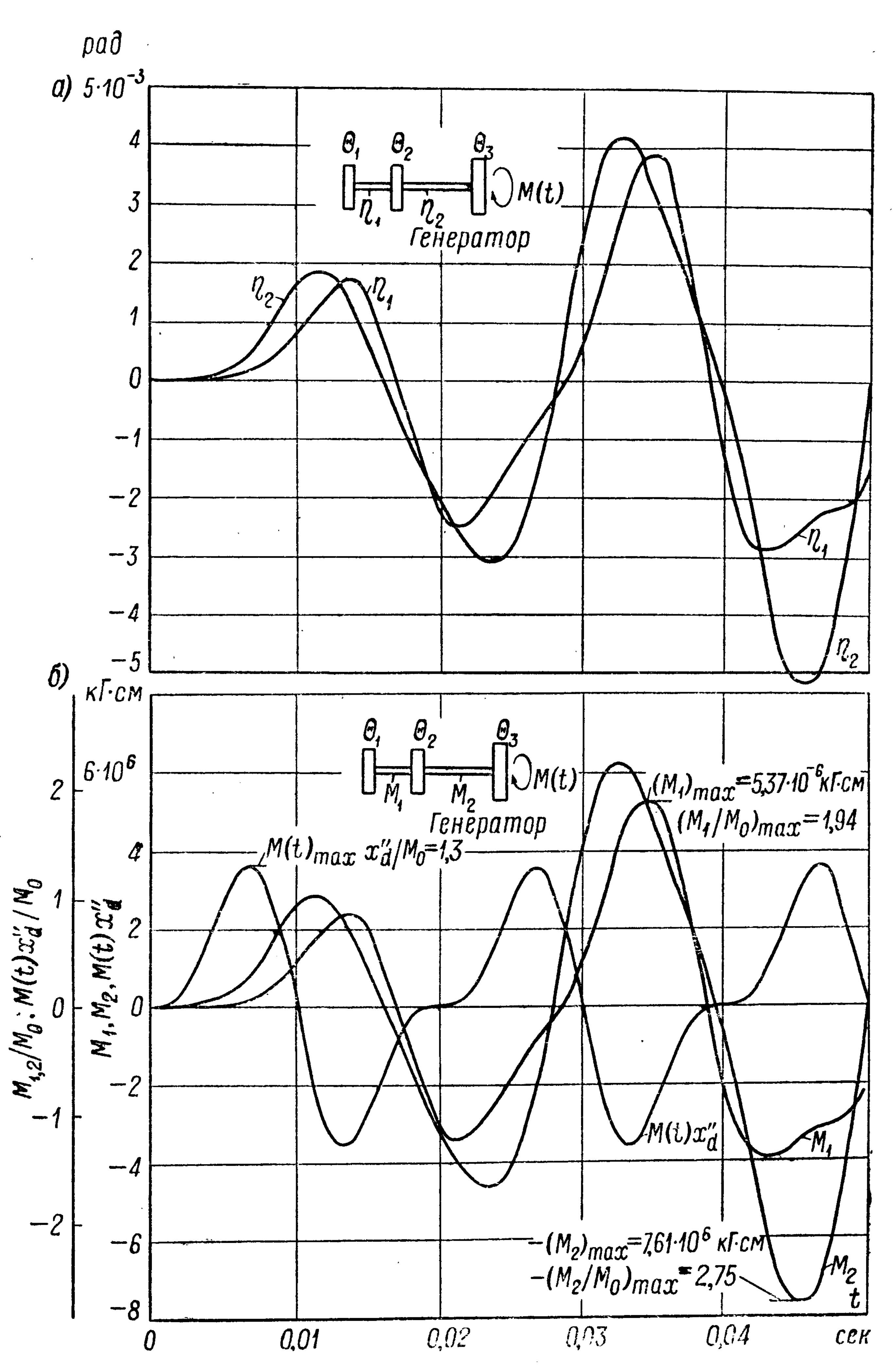


Рис. 11-12. Изменение во времени относительного угла поворота крутильной системы с тремя массами (*а*); изменение во времени крутящего момента системы с тремя массами при коротком замыкании (*б*)

Если мы теперь поделим последовательно первое, второе и третье уравнения на Θ_1, Θ_2 и Θ_3 и вычтем второе уравнение из первого и третье уравнение из второго, то, введя обозначения: $c_1/\Theta_1 = \alpha_{11}$; $c_2/\Theta_2 = \alpha_{22}$; $\alpha_{11} + \alpha_{12} = \beta_{11}$; $\varphi_1 - \varphi_2 = \eta_1$; $c_1/\Theta_2 = \alpha_{12}$; $c_2/\Theta_3 = \alpha_{23}$; $\alpha_{22} + \alpha_{23} = \beta_{22}$; $\varphi_2 - \varphi_3 = \eta_2$, получим искомую систему дифференциальных уравнений для углов относительного закручивания η вращающихся масс:

$$\left.\begin{aligned} \ddot{\eta}_1 + \beta_{11}\eta_1 - \alpha_{22}\eta_2 &= 0; \\ \ddot{\eta}_2 - \alpha_{12}\eta_1 + \beta_{22}\eta_2 &= M(t)/\Theta_3. \end{aligned}\right\} \tag{11-10}$$

Решение системы дифференциальных уравнений. Общее решение складывается из общего решения однородного уравнения и частного решения.

Однородное решение дается подстановкой

$$\eta_i^h = A_i \sin \nu t + B_i \cos \nu t, \quad i = 1,2. \tag{11-11}$$

Если ввести ее в систему (11-10), то получим однородную систему уравнений для постоянных A_i и B_i. Для того чтобы существовали отличные от нуля решения, определитель коэффициентов должен быть равен нулю:

$$\Delta = \begin{vmatrix} \beta_{11} - \nu^2 & -\alpha_{22} \\ -\alpha_{12} & \beta_{22} - \nu^2 \end{vmatrix} = (\beta_{11} - \nu^2)(\beta_{22} - \nu^2) - \alpha_{12}\alpha_{22} = 0.$$

Отсюда вычисляются две собственные круговые частоты (две степени свободы для трех вращающихся масс):

$$\nu_{1,2}^2 = \frac{1}{2}\left\{(\beta_{11} + \beta_{22}) \pm \sqrt{(\beta_{11} + \beta_{22})^2 - 4(\beta_{11}\beta_{22} - \alpha_{12}\alpha_{22})}\right\}, \tag{11-12}$$

что можно осуществить также и графическим путем с помощью круговой диаграммы частоты Мора (рис. 11-11, *б*).

Частное решение дается подстановкой

$$\eta_i^p = C_i \sin \omega t + D_i \sin 2\omega t, \quad i = 1, 2. \tag{11-13}$$

Если ввести его в (11-10), то получается неоднородная система из двух уравнений для четырех неизвестных C_i, D_i $(i = 1, 2)$. В этой системе выражения $\sin \omega t$ и $\sin 2\omega t$ являются множителями. Путем сравнения коэффициентов получаем систему двух уравнений для определения C_i и D_i:

C_1	C_2	
$\beta_{11} - \omega^2$	$-\alpha_{22}$	0
$-\alpha_{12}$	$\beta_{22} - \omega^2$	$\dfrac{M_0}{x_d''\Theta_3}$
D_1	D_2	
$\beta_{11} - 4\omega^2$	$-\alpha_{22}$	0
$-\alpha_{12}$	$\beta_{22} - 4\omega^2$	$-\dfrac{M_0}{2x_d''\Theta_3}$

Из этих уравнений находятся постоянные C_i и D_i.

Общее решение для произвольного η получаем сложением однородного и частного решений:

$$\eta_i = \eta_i^h + \eta_i^p = A_{i1}\sin\nu_1 t + A_{i2}\sin\nu_2 t + B_{i1}\cos\nu_1 t + B_{i2}\cos\nu_2 t + \\ + C_i\sin\omega t + D_i\sin 2\omega t,\ i = 1,\ 2. \quad (11\text{-}14)$$

Теперь постоянные A_i и B_i необходимо еще определить соответственно начальными условиями. Для упрощения выражения для угла закручивания φ при коротком замыкании принимаются следующие начальные условия:

$$\eta_i(0) = 0;\ \dot{\eta}_i(0) = 0,\ i = 1,\ 2. \quad (11\text{-}15)$$

Из первого условия исчезают все B_i. Второе условие дает два уравнения для четырех неизвестных:

A_{11}	A_{12}	A_{21}	A_{22}	
ν_1	ν_2	0	0	$-\omega(C_1 + 2D_1)$
0	0	ν_1	ν_2	$-\omega(C_2 + 2D_2)$

Два других уравнения должны быть получены из однородной системы (11-10), (11-11) и имеют вид:

$$\frac{A_{21}}{A_{11}} = \frac{\beta_{11} - \nu_1^2}{\alpha_{22}} \equiv \frac{\alpha_{12}}{\beta_{22} - \nu_1^2};\quad \frac{A_{22}}{A_{12}} = \frac{\beta_{11} - \nu_2^2}{\alpha_{22}} \equiv \frac{\alpha_{12}}{\beta_{22} - \nu_2^2}.$$

С помощью этих уравнений можно исключить две неизвестные, например A_{21} и A_{22}, и получить систему двух уравнений для определения A_{11} и A_{12}:

A_{11}	A_{12}	
ν_1	ν_2	$-\omega(C_1 + 2D_1)$
$\nu_1 A_{21}/A_{11}$	$\nu_2 A_{22}/A_{12}$	$-\omega(C_2 + 2D_2)$

Нагрузка на вал. Крутящий момент $M(t)$ для произвольного i, т. е. для какого-либо отрезка вала между двумя вращающимися массами, выражается для принятых начальных условий уравнением

$$M_i = c_i\eta_i,\ i = 1,\ 2. \quad (11\text{-}16)$$

Так как η_i согласно уравнению (11-14) не является периодической функцией (ν_1, ν_2 и ω, как правило, не находятся в рациональном соотношении между собой), то и крутящий момент M_i будет также не периодическим.

Максимальное касательное напряжение сдвига образуется в месте действия и во время действия крутящего момента. Для кругового поперечного сечения вала с диаметром D

$$\tau_{\max} = 16M_{\max}/(\pi D^3). \quad (11\text{-}17)$$

Если на валу есть уступ между двумя вращающимися массами, то определяющее значение имеет отрезок вала с меньшим диаметром.

Численный пример. Турбогенератор с кажущейся мощностью 85,4 *Мв·а*, частотой 50 *гц*, $n = 3000$ *об/мин*. Заданы величины: $\Theta_1 = \Theta_2 = 1{,}035 \cdot 10^4$ *кГ·см·сек²*; $\Theta_3 = 19{,}1 \cdot 10^4$ *кГ·см·сек²*; $c_1 = 1{,}41 \cdot 10^9$ *кГ·см*; $c_2 = 1{,}51 \cdot 10^9$ *кГ·см*; $k_1 = 1$ (трехфазный генератор); $x''_d = 12\% = 0{,}12$;

$$M_0 = 97\,400 \frac{85\,400}{3000} = 2{,}77 \cdot 10^6 \text{ кГ·см};$$

$\omega = 2\pi 50 = 314$ 1/*сек*. Отсюда вытекает:

$$\alpha_{11} = 13{,}62 \cdot 10^4 \text{ 1/сек}^2; \quad \alpha_{22} = 14{,}6 \cdot 10^4 \text{ 1/сек}^2; \quad \beta_{11} = 27{,}24 \cdot 10^4 \text{ 1/сек}^2;$$

$$\alpha_{12} = \alpha_{11}; \quad \alpha_{23} = 0{,}792 \cdot 10^4 \text{ 1/сек}^2; \quad \beta_{22} = 15{,}39 \cdot 10^4 \text{ 1/сек}^2.$$

Собственные частоты определяются аналитическим или графическим путем и составляют:

$$\nu_1 = 246 \text{ 1/сек}; \quad f_1 = \nu_1/2\pi = 39{,}2 \text{ гц};$$

$$\nu_2 = 605 \text{ 1/сек}; \quad f_2 = \nu_2/2\pi = 96{,}3 \text{ гц}.$$

Системы уравнений для определения постоянных частного решения дают значения:

C_1	C_2	
$17{,}37 \cdot 10^4$	$-14{,}6 \cdot 10^4$	0
$-13{,}62 \cdot 10^4$	$5{,}52 \cdot 10^4$	121

D_1	D_2	
$-12{,}24 \cdot 10^4$	$-14{,}6 \cdot 10^4$	0
$-13{,}62 \cdot 10^4$	$-24{,}1 \cdot 10^4$	$-60{,}5$

откуда следует

$$C_1 = -17{,}15 \cdot 10^{-4} \text{ см}; \quad D_1 = -9{,}20 \cdot 10^{-4} \text{ см};$$

$$C_2 = -20{,}4 \cdot 10^{-4} \text{ см}; \quad D_2 = -7{,}70 \cdot 10^{-4} \text{ см}.$$

Уравнения для определения постоянных однородного решения имеют вид:

$$A_{21}/A_{11} = 1{,}45; \quad A_{22}/A_{12} = -0{,}64.$$

A_{11}	A_{12}	
$2{,}46 \cdot 10^2$	$6{,}05 \cdot 10^2$	1,116
$2{,}46 \cdot 10^2 \cdot 1{,}45$	$6{,}05 \cdot 10^2\,(-0{,}64)$	0,157

откуда следует

$$A_{11} = 16{,}9 \cdot 10^{-4} \text{ см}; \quad A_{21} = 24{,}6 \cdot 10^{-4} \text{ см};$$

$$A_{12} = 11{,}55 \cdot 10^{-4} \text{ см}; \quad A_{22} = -7{,}40 \cdot 10^{-4} \text{ см}.$$

Таким образом, полное решение с t в *сек* будет

$$\eta_1 = +16{,}9 \cdot 10^{-4} \sin(246t) + 11{,}55 \cdot 10^{-4} \sin(605t) - 17{,}15 \cdot 10^{-4} \sin(314t) - 9{,}20 \cdot 10^{-4} \sin(628t);$$

$$\eta_2 = +24{,}6 \cdot 10^{-4} \sin(246t) - 7{,}40 \cdot 10^{-4} \sin(605t) - 20{,}4 \cdot 10^{-4} \sin(314t) + 7{,}70 \cdot 10^{-4} \sin 628t),$$

где η_1 и η_2 — в *см*.

Графическое сложение отдельных членов на рис. 11-12, *а* доведено до 0,05 *сек*.

Крутящие моменты в *кГ·см* в двух отрезках вала составляют:

$$M_1 = +2{,}38\cdot 10^6 \sin(246t) + 1{,}63\cdot 10^6 \sin(605t) - 2{,}42\cdot 10^6 \sin(314t) - 1{,}30\cdot 10^6 \sin(628t).$$

$$M_2 = 3{,}72\cdot 10^6 \sin(246t) - 1{,}12\cdot 10^6 \sin(605t) - 3{,}08\cdot 10^6 \sin(314t) + 1{,}16\cdot 10^6 \sin(628t).$$

Крутящие моменты, а также и их отношения к номинальному вращающему моменту приведены на рис. 11-12, *б* в зависимости от времени в интервале от $t = 0$ до $t = 0{,}05$ *сек*. Максимальное значения достигаются приблизительно через 0,04 *сек* и составляют:

$$(M_1)_{max} = 5{,}37\cdot 10^6\ \text{кГ·см} = 1{,}94\ M_0;\ (M_2)_{max} = 7{,}61\cdot 10^6\ \text{кГ·см} = 2{,}75 M_0\ (\text{отрицат.}).$$

Если сравнить эти значения с пиком возбуждающего крутящего момента при коротком замыкании по уравнению (11-8) [1]

$$[M(t)]_{max} = \frac{1{,}3}{0{,}12} M_0 = 10{,}83 M_0 = 30{,}0\cdot 10^6\ \text{кГ·см},$$

то видно, что вследствие влияния механической системы, состоящей из вращающихся масс и упругого вала, происходит значительное снижение пика вращающего момента, воспринимаемого валом. Тем не менее приходится принимать во внимание при коротком замыкании нагрузку, бóльшую в 1,94 или 2,75 раза, чем в номинальном режиме. Наибольшие касательные напряжения в валу с минимальным диаметром $d = 30$ *см* согласно уравнению (11-17) составляют:

$$(\tau_1)_{max} = 1010\ \text{кГ·см}^2;\quad (\tau_2)_{max} = 1290\ \text{кГ·см}^2.$$

В. Изгибные колебания. *1. Введение.* Как бы тщательно ни изготавливался ротор электрической машины, неизбежно будут иметь место смещения центров тяжести отдельных деталей, которые при вращении ротора создают односторонние центробежные силы и могут вызывать изменяющиеся нагрузки на подшипники. В результате этого ход машины становится неспокойным и, возможно, будет снижена ее долговечность (срок службы). Однако причиной неспокойного хода могут быть не только смещения масс, обусловленные конструктивными и технологическими факторами, но и такие смещения, которые вызываются искривлениями ротора вследствие несимметричного распределения температуры в его материале. В особенности у машин с газовым или жидкостным охлаждением часто преобладает так называемый термический небаланс. Поэтому необходимо как можно лучше уравновешивать возбуждающие силы небаланса путем установки дополнительных масс или же путем местных изменений протекания охлаждающей среды, т. е. механической или термической балансировкой (см. стр. 31 и далее). К сожалению, в настоящее время, несмотря на современные методы балансировки, еще не удается добиться полного уравновешивания, так что всегда остаются остаточные небалансы, хотя и очень небольшие. Их действие обычно в определенных диапазонах скоростей вращения является незначительным, но быстро возрастает вблизи критических изгибных скоростей вращения. Если машина начинает работать с критической изгибной скоростью

[1] Выражение в скобках уравнения (11-8) достигает максимума, равного 1,30.

вращения, то условие резонанса оказывается выполненным. Переменные во времени силы, действующие на подшипники, имеют место и при малейших остаточных небалансах, но являются ограниченными только благодаря всегда существующему демпфированию. Для того чтобы избежать явлений резонанса со всеми его неприятными последствиями, необходимо стремиться к обеспечению как можно большего интервала между рабочей скоростью вращения и критическими изгибными скоростями.[1] Поэтому в особенности для быстроходных машин необходимо определять критические изгибные скорости вращения.

Существуют различные методы расчета критических изгибных скоростей вращения. Они подробно изложены в многочисленных учебниках по вопросам колебаний[2]. Подразделение валов в отношении критических скоростей вращения может производиться с двух различных точек зрения.

1. Подразделение по числу степеней свободы. Вал рассматривается как не имеющий массы, но обладающий жесткостью при изгибе и нагруженный колеблющимися массами. Число масс определяет число степеней свободы, а также число возможных форм и частот собственных колебаний. Также можно рассматривать вал как имеющий непрерывно распределенную массу, т. е. его можно рассматривать с точки зрения механики сплошных сред. При этом возможно бесконечное множество степеней свободы, а также форм и частот собственных колебаний.

2. Подразделение по числу подшипников. Несколько валов, каждый опертый на два подшипника, могут соединяться между собой гибко или жестко относительно изгиба, в результате чего образуется линия вала (валопровод) с числом подшипников более двух (см. стр. 409). В линиях валов различают единичные критические скорости участка вала на двух подшипниках и так называемые связанные критические скорости, т. е. критические скорости вращения всей линии валов как системы. Подшипники можно рассматривать как жесткие или упругие, с дополнительными массами или без них.

Расчет критической изгибной скорости вращения линии вала (валопровода) турбогенератора с пятью или шестью подшипниками требует, например, учета упругости подшипников, непрерывного распределения массы и изгибной жесткости и выделения диапазона скорости вращения, равной двойной номинальной скорости. Производить такой расчет вручную или с помощью логарифмической линейки уже невозможно, и его выполняют с достаточной точностью только с помощью вычислительной машины, работающей по аналоговому или цифровому принципу.

Иногда точный расчет критических изгибных скоростей вращения требует учета вторичных влияний, как, например, вращательной

---

[1] Так как то же самое требование соответственно справедливо в отношении критических крутильных скоростей вращения, необходимо учитывать, что при изменении изгибно-критических скоростей вращения, например, путем изменения диаметра вала изменяются также и крутильно-критические скорости вращения. Оба эти требования взаимосвязаны между собой.

[2] См. сноску на стр. 409.

инерции, сдвига, гироскопического эффекта, магнитного тяжения, вращающих моментов, аксиальных сил, демпфирующих факторов и т. п. Из них мы рассмотрим только, пожалуй, самый важный фактор для валов электрических машин, влияющий на критическую изгибную скорость вращения,— магнитное тяжение. Впрочем, следует констатировать, что первая критическая скорость вращения часто может удивительно точно определяться с помощью многочисленных приближенных методов. В противоположность этому более высокие критические скорости вращения не поддаются упрощенным методам расчета.

Ниже дается краткое изложение многообразной проблемы критических изгибных скоростей вращения и теснейше связанных с ней нарушений спокойной работы машины.

2. *Критическая угловая скорость и собственная частота вала, не имеющего массы, установленного в жестких, но свободно поворачивающихся подшипниках, нагруженного единичной массой в середине пролета.* На рис. 1-3 в виде эскиза представлена масса M на гибком валу с коэффициентом упругости c, которая вращается с постоянной угловой скоростью ω. Согласно уравнению (1-6) отклонение вала y будет неограниченным для $\omega = \omega_0 = \sqrt{c/M}$. Эту угловую скорость, которая, очевидно, определяет критическое состояние, называют критической угловой скоростью (изогнутого) вращающегося вала, а соответствующую скорость вращения — критической изгибной скоростью вращения. Следует учесть, что речь идет о «статическом» отклонении вала в плоскости, проходящей через его ось. Плоскость этого отклонения вращается со скоростью ω вокруг оси, т. е. является независимой от угла поворота. Критическую изгибную скорость вращения часто называют просто критической скоростью вращения, если это не может привести к тому, что ее будут путать с критической крутильной скоростью вращения.

Если побудить ту же массу к поперечным колебаниям в одной плоскости, проходящей через ось, например, путем смещения этой массы из равновесного положения на небольшую величину с последующим предоставлением ее самой себе, то условие равновесия вытекает из принципа д'Аламбера. Если y означает направление движения поперек оси, то уравнение равновесия будет

$$M\ddot{y} + cy = 0. \tag{11-18}$$

Общим решением однородного дифференциального уравнения

$$y = A \sin \nu t + B \cos \nu t \tag{11-19}$$

будет $\ddot{y} = -\nu^2 y$, так что с учетом уравнения (11-18) собственная круговая частота[1] получается равной

$$\nu = \sqrt{c/M}. \tag{11-20a}$$

---

[1] Собственные частоты или изгибно-критические скорости вращения простых валов с единичными массами и различными подшипниковыми опорами приведены в табл. 11-5. Путем простого анализа энергий удается хотя бы в приближенном виде установить также и влияние массы вала на частоту основного колебания.

Таблица 11-5. **Собственные круговые частоты и критические скорости вращения для изгибных колебаний гладких валов**

P — вес сосредоточенной массы или вала P_w — вес вала l — длина вала EI — жесткость вала на изгиб g — земное ускорение, 981 *см/сек*^{2} μ — масса вала на единицу длины			Прогиб $f = \delta \frac{Pl^3}{EI}$ *см*	Собственная круговая частота $\nu = \lambda \sqrt{\frac{EIg}{Pl^3}} \equiv \lambda \sqrt{\frac{EI}{\mu l^4}}$, $P = \mu g l$ 1/*сек*	Критическая скорость вращения [2] $n_0 = \frac{\varkappa}{\sqrt{f}}$ *об/мин*
№ пп.	Опоры вала	Система	δ	λ	$\varkappa$
1	Свободно поворачиваются на обоих концах	Сосредоточенные массы	$\frac{1}{48} = 0{,}0208$	$\sqrt{48} = 6{,}93$	299
2	Заделаны на обоих концах		$\frac{1}{192} = 0{,}0052$	$\sqrt{192} = 13{,}86$	299
3	Один конец заделан, другой свободен		$\frac{1}{3} = 0{,}3333$	$\sqrt{3} = 1{,}73$	299
4	Свободно поворачиваются на обоих концах	Распределенные массы	$\frac{5}{384} = 0{,}0130$	$\pi^2 = 9{,}87$ [1] $4\pi^2 = 39{,}48$ $9\pi^2 = 88{,}83$	336 — —

5	Заделаны на обоих концах		$\frac{1}{384} = 0,0026$	22,37[1] 61,67 120,90	342 — —
6	Оба конца вала свободно поворачиваются		—	22,37[1] 61,67 120,90	—
7	Один конец заделан, другой свободен		$\frac{1}{8} = 0,1250$	3,52[1] 22,03 61,70	372 — —
8	Один конец заделан, другой свободно поворачивается	0,58 l	0,00542	15,42[1] 49,96 104,24	340 — —
9	Оба конца свободно поворачиваются	Сосредоточенные и распределенные массы	$\frac{1}{48} + \frac{5}{384} \cdot \frac{P_w}{P}$	$\approx \sqrt{\frac{48}{1 + 0,5\frac{P_w}{P}}}$, $P_w < P$	—
10	Один конец заделан, другой свободен		$\frac{1}{3} + \frac{1}{8} \cdot \frac{P_w}{P}$	$\approx \sqrt{\frac{3}{1 + 0,23\frac{P_w}{P}}}$ $P_\omega < P$	—

[1] Основное колебание, 1-е и 2-е высшие гармонические колебания.

[2] Часто применяемая приближенная формула: $n_0 = 300/\sqrt{f}$, где n_0 — в *об/мин*; f — в *см*.

Сравнение ω_0 с ν показывает, что критическая угловая скорость совпадает с собственной круговой частотой поперечного колебания. Это справедливо в самом общем виде также и для систем с несколькими степенями свободы, если не учитывать вторичных влияний. Поэтому можно по собственной частоте поперечного колебания вала делать заключение о его критической скорости вращения.

Заслуживает внимания также и другая взаимосвязь. Если обозначить через f прогиб горизонтального вала под действием силы тяжести массы M, то в состоянии статического равновесия сила упругости cf вала будет уравновешивать собственный вес Mg массы. Следовательно, $cf = Mg$. Введем эту зависимость в уравнение для критической угловой скорости ω_0 и получим

$$\omega_0 = \sqrt{g/f}. \quad (11\text{-}20б)$$

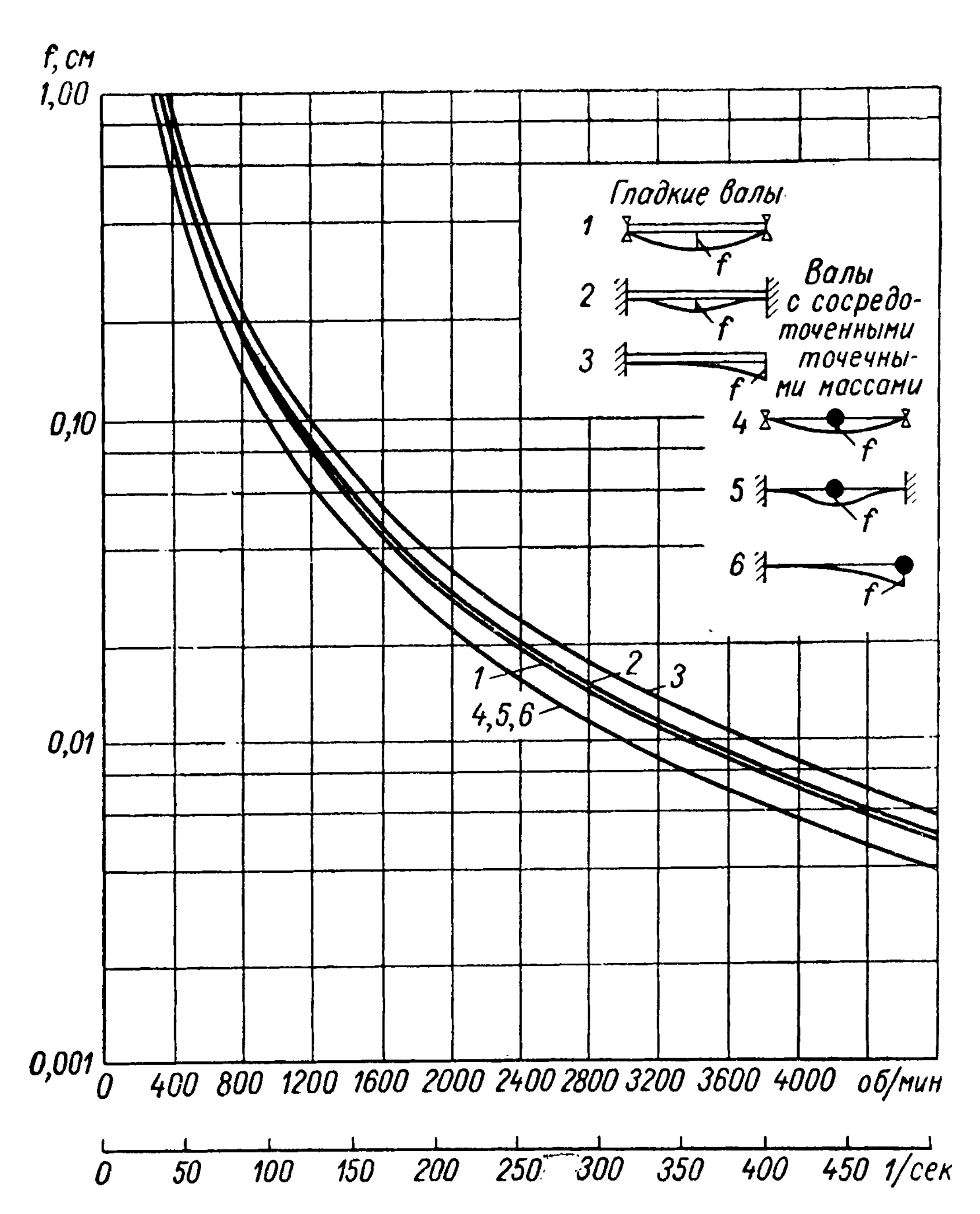


Рис. 11-13. Зависимость между стрелой статического прогиба и первой критической угловой скоростью для простых валов

f — стрела прогиба; верхняя шкала — критическая скорость вращения n_0; нижняя шкала — критическая угловая скорость ω_0

Так как ускорение силы тяжести g должно рассматриваться в этой взаимосвязи как постоянная величина, то критическая скорость вращения, очевидно, зависит только от статического прогиба вала под действием силы тяжести. Если мы подставим численное значение $g = 981$ *см/сек*^{2} в вышеприведенную формулу и, пользуясь зависимостью $\omega_0 = \pi n_0/30$, произведем пересчет на критическую скорость вращения n_0, то получим известную формулу

$$n_0 = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{f}} \to n_0 = \frac{299}{\sqrt{f}} \approx \frac{300}{\sqrt{f}}, \quad (11\text{-}21)$$

где n_0 — в *об/мин*; f — в *см*.

В точном виде это будет справедливо только для точечной массы на валу, не имеющем собственной массы, причем для такого вала это не зависит от вида подшипниковых опор (см. табл. 11-5, № 1, 2, 3). Если же масса непрерывно распределена по длине вала, то эта формула справедлива лишь приближенно. Например, для гладкого вала на свободно поворачивающихся подшипниках число 299 надо было бы

заменить на 336 (см. следующий п. 3). Таким образом, критическая скорость вращения будет на 12% выше, чем по приближенной формуле. В табл. 11-5 широко известная зависимость между прогибом f и критической скоростью вращения n_0 представлена аналитически в форме $n_0 = \varkappa/\sqrt{f}$ для различных распределений массы и различных условий опоры вала, а на рис. 11-13 она показана графически.

3. Собственные частоты гладкого вала на двух подшипниках. На рис. 11-14 изображен элемент длиной dx вала с боковым отклонением и указаны внешние силы, действующие на этот элемент, а именно нагрузка p, распределенная по участку, поперечная сила Q и изгибающий момент M.

Условиями равновесия элемента будут

$$\left.\begin{aligned} dQ &= p\,dx \quad \text{или} \quad Q' = p \\ dM &= Q\,dx \quad \text{или} \quad M' = Q \end{aligned}\right\} M'' = p, \tag{11-22}$$

если штрихами, как и до сих пор обозначить производные по длине стержня x. Для небольших отклонений y вала справедлива, кроме того, известная линейная зависимость между изгибающим моментом M и «кривизной» y'':[1]

$$M = EIy'' \tag{11-23}$$

с EI в качестве жесткости на изгиб. Оба уравнения вместе дают

$$p = (EIy'')''. \tag{11-24}$$

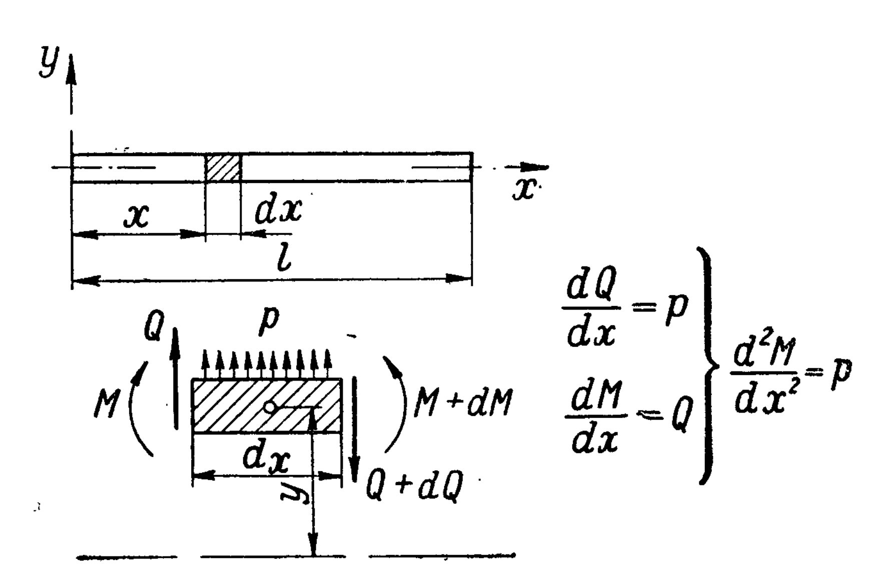


Рис. 11-14. Срезывающие силы в сечении элемента нагруженного вала

Если вал вращается вокруг первоначальной оси с угловой скоростью ω и отклонением y, то на элемент длиной dx действует центробежная сила

$$p\,dx = \mu\,dx\,\omega^2 y, \tag{11-25}$$

если μ означает массу единицы длины. При дополнительной предпосылке, что жесткость вала на изгиб на участке x постоянна, из уравнений (11-24) и (11-25) получаем известное однородное дифференциальное уравнение четвертого порядка для вращающегося гладкого вала:

$$y^{\mathrm{IV}} - \lambda^4 y = 0, \quad \lambda^4 = \mu\omega^2/(EI). \tag{11-26}$$

Общее решение может быть записано в виде

$$y = A\sin\lambda x + B\cos\lambda x + C\,\mathrm{sh}\,\lambda x + D\,\mathrm{ch}\,\lambda x. \tag{11-27}$$

[1] Под кривизной понимается величина радиуса кривизны

$$\frac{1}{\rho} = \pm\frac{y''}{(1+y'^2)^{3/2}}$$

При условии малых отклонений y ввиду $y'^2 < 1$ справедливо приближение $1/\rho = \pm y''$. Знак в уравнении (11-23) выбран в соответствии с рис. 11-14 так, что к положительным моментам относятся отрицательные прогибы, т. е. положительные вторые производные.

Четыре постоянные интегрирования A, B, C, D могут быть определены по условиям закрепления концов вала в подшипниковых опорах. Так, например, для свободно поворачивающихся обоих концов вала будет

$$\left.\begin{array}{ll} y(0)=0; & y(l)=0; \\ y''(0)=0; & y''(l)=0 \end{array}\right\} \tag{11-28}$$

ввиду того, что как отклонение y, так и изгибающий момент $M = EIy''$ должны быть на обоих подшипниках равны нулю. Таким образом, мы получаем из уравнений (11-27) и (11-28) четыре однородных уравнения для четырех неизвестных постоянных интегрирования. Из двух первых уравнений, производных от уравнения (11-28), следует $B = D = 0$, а из двух последних уравнений

$$\sin(\lambda l)\,A + \operatorname{sh}(\lambda l)\,C = 0;\ -\sin(\lambda l)\,A + \operatorname{sh}(\lambda l)\,C = 0,$$

что может дать конечные величины A и C, если определитель коэффициентов будет равен нулю. Следовательно, здесь справедливо условие совместимости $\Delta = 2\operatorname{sh}\lambda l \sin\lambda l = 0$.

Так как $\operatorname{sh}\lambda l > 0$, то для $\lambda l > 0$ (если не считать тривиальное решение $\lambda l = 0$) искомое уравнение частоты и его решение будут иметь вид:

$$\sin\lambda l = 0 \to \lambda l = n\pi,\quad n = 1,\ 2,\ 3,\ \ldots \tag{11-29}$$

После подстановки значения λ искомые критические угловые скорости ω_0 гладкого вала на свободно поворачивающихся подшипниках выражаются уравнением

$$(\omega_0)_n = (n\pi)^2\sqrt{EI/(\mu l^4)},\quad n = 1,\ 2,\ 3,\ \ldots \tag{11-30}$$

Они находятся друг с другом в отношении $1 : n^2$, т. е. $1 : 4 : 9 \ldots$ Для валов с другими видами опор получаются другие трансцендентные уравнения частоты, а следовательно, и другие критические угловые скорости (см. табл. 11-5, № 4—8).

Первую критическую скорость вращения гладких валов можно аналогично случаю системы с единичной массой привести к известному виду [см. уравнение (11-21)]:

$$(n_0)_1 = \varkappa/\sqrt{f} \approx 300/\sqrt{f}, \tag{11-31}$$

где n_0 — в *об/мин*; f — стрела прогиба, *см*. Для вала на свободно поворачивающихся подшипниках по табл. 11-5 прогиб посредине пролета от собственного веса $G = \mu l g$

$$f = \frac{5}{384}\cdot\frac{Gl^3}{EI} = \frac{5}{384}\cdot\frac{\mu l^4 g}{EI}. \tag{11-32}$$

Точное значение $\varkappa$ следует из уравнений (11-30) — (11-32) при $g = 981$ *см/сек:*^{2}

$$\varkappa = \frac{30}{\pi}\nu\sqrt{f} = \frac{30}{\pi}\pi^2\sqrt{\frac{EI}{\mu l^4}}\sqrt{\frac{5}{384}\cdot\frac{\mu l^4 g}{EI}} = 336.$$

Следовательно, для гладкого вала на свободно поворачивающихся подшипниках будет

$$(n_0)_1 = 336/\sqrt{f}, \tag{11-33}$$

где n_0 — в *об/мин*; f — в *см*. Значения $\varkappa$ для опор других конструкций приведены в табл. 11-5.

4. *Собственные частоты ступенчатого вала на двух подшипниках, энергетический метод Кулля—Рэлея* (Kull—Rayleigh). Рассмотрим ступенчатый вал на двух подшипниках (рис. 11-15), совершающий собственные колебания в вертикальной плоскости относительно своего горизонтального положения статического равновесия. Если колебания происходят с собственной круговой частотой ν, то движение какой-либо точки i вала может быть выражено через $\tilde{y}_i = y_i \sin \nu t$, а скорость — через $\dot{\tilde{y}}_i = \nu y_i$. При прохождении через положение равновесия скорость достигает при $v_i = \nu y_i$ максимума. Общая энергия движущейся массы M_i при этом составляет

$$E_{i\,\text{кин}} = \frac{M_i v_i^2}{2} = \frac{G_i}{g} \cdot \frac{(\nu y_i)^2}{2}, \tag{11-34}$$

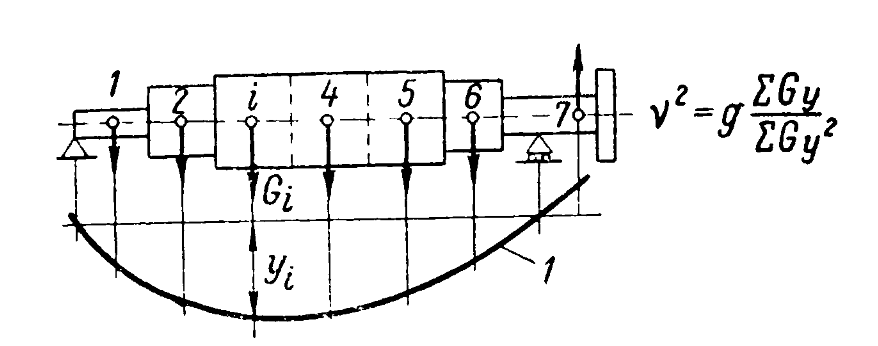


Рис. 11-15. Ступенчатый вал на двух подшипниках

1 — положение статического равновесия (упругая изогнутая линия)

так как в этом положении потенциальная энергия равна нулю. При наибольшем отклонении в точке изменения направления движения кинетическая энергия обращается в нуль, а потенциальная энергия при этом достигает своего максимума в виде работы деформации изогнутого вала

$$E_{i\,\text{пот}} = G_i y_i/2. \tag{11-35}$$

Так как в любое время и в любом месте сумма обоих видов энергии должна оставаться постоянной, то энергетический баланс $E_{i\,\text{пот}} + 0 = 0 + E_{i\,\text{кин}}$, проинтегрированный по длине всего вала, имеет выражение

$$\frac{1}{2}\sum_i G_i y_i = \frac{\nu^2}{2g}\sum_i G_i y_i^2, \tag{11-36}$$

так что собственную круговую частоту ν можно определить по формуле

$$\nu^2 = g\frac{\sum G_i y_i}{\sum G_i y_i^2}. \tag{11-37}$$

При этом неизвестная первая форма собственных колебаний, выражаемая отклонениями y_i, заменяется линией статического изгиба вала. Таким образом, y_i имеют значения статических прогибов под действием нагрузок G_i. В случае консольных концов вала силы, т. е. составляющие веса снаружи от подшипников, должны быть для определения изогнутой линии направлены вверх и, следовательно, они должны учитываться с отрицательным знаком, в то время как в формуле (11-37) все G_i и y_i входят в расчет в виде положительных значе-

ний. Эта простая формула обеспечивает удивительно высокую точность, которая еще больше возрастает при более хорошем подразделении вала на участки.[1] Если проверить формулу для специального случая вала, не имеющего массы, нагруженного единичной массой в середине пролета, то при подстановке вместо y прогиба f массы получается [см. уравнение (11-20а)]

$$\nu = \sqrt{gGf/Gf^2} = \sqrt{g/f},$$

что полностью соответствует результату п. 2. Точность для валов с распределенной массой можно хорошо оценить на примере гладкого вала. Если для сравнения выбирать очень грубое подразделение на два участка одинаковой длины с весами $G/2$, то прогиб под соответствующими центрами тяжести участков составляет $3f/4$, так как линия статического изгиба представляет собой параболу со стрелой

$$f = \frac{5}{384} \cdot \frac{Gl^3}{EI}$$

(см. табл. 11-5). При этом формула Кулля—Рэлея дает

$$\nu^2 = g \frac{2\frac{G}{2} \cdot \frac{3}{4} f}{2\frac{G}{2}\left(\frac{3}{4} f\right)^2} = g \frac{4}{3f}$$

с $G/g = \mu l$

$$\nu = \sqrt{\frac{4 \cdot 384 \cdot EI}{3 \cdot 5 \mu l^4}} = 10{,}1 \sqrt{\frac{EI}{\mu l^4}}.$$

При сравнении с точной величиной уравнения (11-30) (множитель π^2 вместо 10,1) приближение дает погрешность в размере $+2{,}3\%$. Если принять вдвое более частое подразделение, то при этом все еще грубом подразделении на четыре участка погрешность составит всего 0,07%, что не имеет практически никакого значения.

Во многих случаях может оказаться, что упругая линия статического изгиба вала на двух подшипниках была уже заранее определена графическим или аналитическим путем с целью установления допустимого прогиба. Формула Кулля—Рэлея позволяет в этих случаях непосредственно использовать результаты путем внесения в расчетную таблицу прогибов y_i под действием частичных нагрузок G_i с последующей обработкой результатов.

---

[1] Погрешность формулы Кулля—Рэлея является всегда положительной, т. е. собственные частоты или критические скорости вращения получаются несколько выше точных значений. Причина этого заключается в том, что при замене собственной формы линией статического изгиба степени свободы вала ограничиваются. Это принудительное условие приводит к более жесткому идеальному валу, а следовательно, и к несколько повышенным критическим скоростям вращения. Поэтому вполне понятно, что даже при произвольно частом подразделении вала точная величина не может быть достигнута до тех пор, пока собственная форма будет отклоняться от линии статического изгиба.

Пример. Выбран вал по рис. 11-6. По измененной линии изгиба, которая вычерчена на рис. 11-6 штриховой линией, силы P_1 и P_7 весов консольных концов вала должны быть направлены вверх; под силами тяжести P_i можно нанести прогибы η_i. При этом получается следующая таблица:

	i	P, кГ	η, см	η^2, см²	$P\eta$, кГ·см	$P\eta^2$, кГ·см²
A	1	29,0	1,35	1,82	39,2	53
	2	60,5	2,10	4,41	127,0	267
	3	83,3	3,80	14,40	317,0	1200
	4	103,6	4,50	20,25	466,0	2100
	5	69,9	3,40	11,55	237,5	807
B	6	40,2	1,90	3,61	76,2	145
	7	55,4	2,30	5,29	127,4	293
					$\Sigma=1390,3$	$\Sigma=4865$

Со значениями, полученными из этой таблицы, формула Кулля—Рэлея дает

$$\nu^2 = g\frac{\Sigma\, Gy}{\Sigma\, Gy^2} = g\frac{\Sigma\, P\eta}{\Sigma\, P\eta^2}\cdot\frac{1}{h^3h_1h_2k_1k_2/(EI_0)} = 981\,\frac{1390,3}{4865}\times$$

$$\times\frac{2,1\cdot 10^6\cdot 3220}{20^3\cdot 4\cdot 4\cdot 50\cdot 2} = 148\,400\ 1/сек^2.$$

Собственная круговая частота, собственная частота и критическая скорость вращения составляют:

$$\nu = \sqrt{148\,400} = 385\ 1/сек;\ f_e = 385/2\,\pi = 61,3\ гц;\ n_0 = 61,3\cdot 60 = 3680\ об/мин.$$

Если бы мы применили менее точную приближенную формулу, выражающую критическую скорость через прогиб, то получилось бы

$$f = \eta_{\max}\,\frac{h^3h_1h_2k_1k_2}{EI_0} = 4,50\,\frac{20^3\cdot 4\cdot 4\cdot 50\cdot 2}{2,1\cdot 10^6\cdot 3220} = 0,0085\ см;$$

$$n_0 = 300/\sqrt{f} = 300/\sqrt{0,0085} = 3250\ об/мин,$$

т. е. на 12% меньшее значение[1]. То, что эта меньшая величина часто лучше соответствует данным измерений, обусловливается преимущественно упругостью подшипниковых опор, которая снижает критическую скорость вращения. Однако то, что влияние упругости опор часто компенсирует как раз неточность формулы, использующей стрелу прогиба, следует рассматривать как случайность.

5. Собственные частоты гладкого вала на нескольких подшипниках. Эта задача имеет не столько практическое, сколько теоретическое значение, так как обычно валы на нескольких подшипниках выполняются с переменным поперечным сечением. На рис. 11-16 для трех различных систем с тремя и четырьмя подшипниками первая собственная круговая частота, или критическая угловая скорость, изображена графическим путем по Хольба[2] в зависимости от отношения длин пролетов.

[1] С точным значением $n_0 = 336/\sqrt{f}$ для гладкого вала по табл. 11-5 было бы $n_0 = 336/\sqrt{0,0085} = 3640$ об/мин.

[2] Holba J. J. Berechnungsverfahren zur Bestimmung der kritischen Drehzahlen von geraden Wellen. Springer, 1936.

6. Критические скорости вращения ступенчатых валов на нескольких подшипниках. Линии валов (валопроводы) на нескольких подшипниках применяются главным образом в генерирующих электрическую энергию паро- и газотурбоагрегатах, а также в преобразовательных агрегатах однофазного и трехфазного переменного тока. Отдельные ступени агрегата, а именно турбины низкого, среднего и высокого давления и генератор или однофазные и трехфазные машины с регулировочными агрегатами преобразователей, объединяются в жесткий на изгиб валопровод. При определении критических скоростей вращения следует различать так называемые единичные критические изгибные скорости вращения отдельных машин и связанные критические скорости вращения жестко соединенной линии валов. Для балансировки каждой отдельной машины имеет значение единичная критическая, а для работы всего агрегата — только связанная критическая скорость вращения. Так как до сих пор еще не известна точная взаимная зависимость между единичными и связанными критическими скоростями, то они рассчитываются независимо друг от друга.

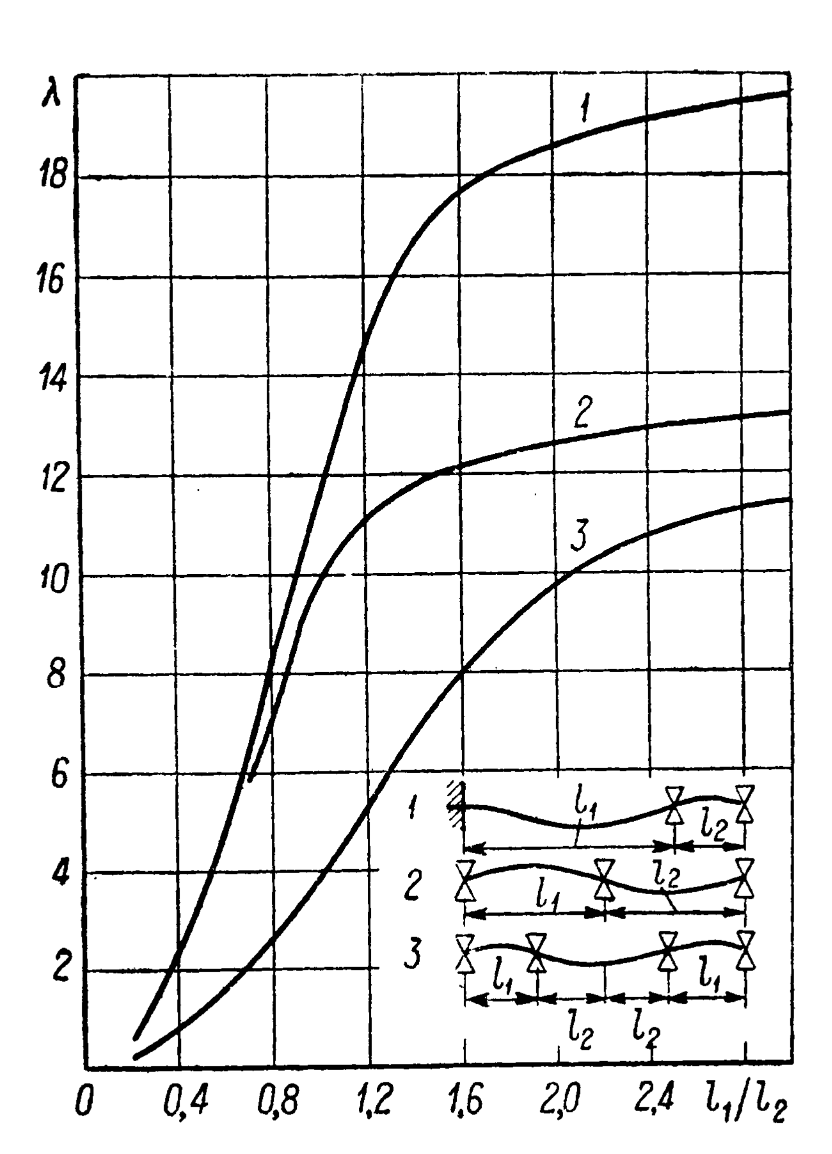


Рис. 11-16. Первая изгибная круговая частота ν многоопорного гладкого вала

$\nu = \lambda \sqrt{\frac{EI}{\mu l_1^4}}$; EI — жесткость на изгиб; μ — масса на единицу длины

Расчет критических изгибных скоростей вращения ступенчатых валов на нескольких подшипниках производится, как уже упоминалось, из-за необходимой точности и длительного процесса вычислений посредством вычислительных машин. Метод, применяемый при работе с цифровыми вычислительными машинами, представляет собой разновидность метода Хольцера для расчета критических крутильных скоростей вращения. Впервые он был предложен Миклстэдом.[1] Вал сначала аналогично рис. 11-6 подразделяется на подходящее число участков. Для каждого сечения, как и в методе Хольцера, следует различать срезывающие (действующие в сечении) силы и величины деформаций, которые вместе называют параметрами состояния. Если при рассмотрении крутильных колебаний таких параметров было два в соответствии со второй степенью дифференциального уравнения, а именно крутящий момент M и угол закручивания φ, то здесь имеются четыре параметра в соответствии с четвертой степенью дифференциального урав-

[1] Myklestad N. O. A new method of calculating natural modes of uncoupled bending vibrations of airplane wings and other typs of beams. Journ. of Aeronautical Sciences 11, 1942, p. 153—162.

нения, а именно изгибающий момент $M = EIy''$, поперечная сила, $Q = M' = EIy'''$, прогиб y и наклон касательной к упругой линии y'. Параметры состояния каждого последующего сечения можно также рассчитывать из параметров состояния предыдущего сечения посредством линейной зависимости. Представим себе, что масса каждого участка разделена на две половины, каждая из которых расположена в виде сконцентрированной массы m в точках подразделения вала, а сам вал не имеет массы между точками подразделений, но является жестким на изгиб (рис. 11-17).

При этом для участка длиной l будет справедливо:

$$\left.\begin{aligned} Q_k &= Q_i + m_i\omega^2 y_i; \\ M_k &= M_i + Q_i l_i + y_i m_i \omega^2 l_i; \\ y'_k &= y'_i + \frac{M_k l_i}{EI} - \frac{Q_k l_i^2}{2EI}; \\ y_k &= y_i + y'_i l_i + \frac{M_k l_i^2}{2EI} - \frac{Q_k l_i^3}{3EI}, \end{aligned}\right\} \quad (11\text{-}38)$$

причем первые два уравнения представляют собой условия динамического равновесия участка для угловой скорости ω, а два последних уравнения являются уравнениями деформации балки, заделанной левым концом, под действием нагрузок Q_k и M_k. Если подставить величины Q_k и M_k из двух верхних уравнений в оба нижних уравнения, то все параметры состояния сечения k могут быть определены из параметров состояния сечения i по линейной зависимости:

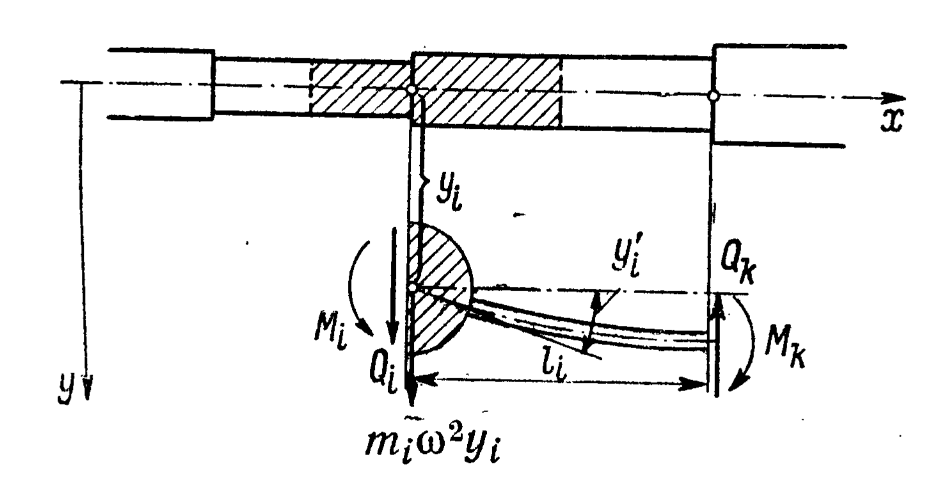


Рис. 11-17. Упрощенная система отрезка вала для расчета критических изгибных скоростей вращения

$$\left.\begin{aligned} y_k &= \left(1 + \frac{m_i\omega^2 l_i^3}{6EI}\right) y_i + l_i y'_i + \frac{l_i^2}{2EI} M_i + \frac{l_i^3}{6EI} Q_i; \\ y'_k &= \ldots \\ &\cdot \\ &\cdot \\ &\cdot \end{aligned}\right\} \quad (11\text{-}39)$$

которую для наглядности принято записывать в виде умножения матриц:

$$\left\| \begin{matrix} y_k \\ y'_k \\ M_k \\ Q_k \end{matrix} \right\| = \left\| \begin{matrix} \left(1 + \frac{m_i\omega^2 l_i^3}{6EI}\right) & l_i & \frac{l_i^2}{2EI} & \frac{l_i^3}{6EI} \\ \left(1 + \frac{m_i\omega^2 l_i^2}{2EI}\right) & 1 & \frac{l_i}{EI} & \frac{l_i^2}{2EI} \\ m_i\omega^2 l_i & 0 & 1 & l_i \\ m_i\omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{matrix} \right\| \cdot \left\| \begin{matrix} y_i \\ y'_i \\ M_i \\ Q_i \end{matrix} \right\| \quad (11\text{-}40)$$

или в сокращенном виде $z_k = A_i z_i$, причем составляющие вектора z содержат параметры состояния, а матрицы A — коэффициенты линейной системы уравнений. Параметры состояния в месте n определяются путем последовательного умножения матриц из параметров состояния места 0, как это показывает следующее формальное вычисление:

$$\left.\begin{aligned} &z_1 = A_0 z_0; \\ &z_2 = A_1 z_1 = A_1 A_0 z_0; \\ &\vdots \\ &z_n = A_{n-1} A_{n-2} \ldots A_0 z_0 = A z_0, \quad A = A_{n-1} A_{n-2} \ldots A_0. \end{aligned}\right\} \qquad (11\text{-}41)$$

Расчет производится в принципе так же, как в методе Хольцера для крутильных колебаний. Начинаем с заданной угловой скорости ω. Так как обычно для одного конца вала имеются только два граничных условия (например, для свободно поворачивающейся опоры $y = 0$, $M = 0$), но в то же время имеются четыре параметра состояния, то вначале получаются две неизвестные, которые в ходе расчета «перемещаются» вдоль линии валов и определяются на другом конце вала или промежуточном подшипнике двумя другими граничными условиями или условиями сопряжения. Таким путем мы получаем на конце валопровода зависимый от ω параметр состояния. Если по аналогии с методом Хольцера выбрать в качестве этого параметра состояния изгибающий момент M, то зависимость $M(\omega)$ можно нанести на график в функции ω и определить критическую угловую скорость, например, при свободно поворачивающейся опоре, при прохождении этой кривой через нуль. Поэтому данный метод известен также под названием «метод конечных моментов».

Этот метод не связан с необходимостью приведения вала к точечной массе.[1] С его помощью получают лишь более простые матрицы, и практика показывает, что при достаточном подразделении вала (приблизительно от 10 до 20 участков на пролет между подшипниками) приближение является вполне достаточным. Вторичные явления, как, например, демпфирующие факторы, вращательная инерция, деформация сдвига, гироскопические эффекты и т. п., также могут вводиться в расчет. Вследствие этого только повышается порядок матриц. Упругие подшипниковые опоры и дополнительные массы могут учитываться с помощью так называемых точечных матриц.[2]

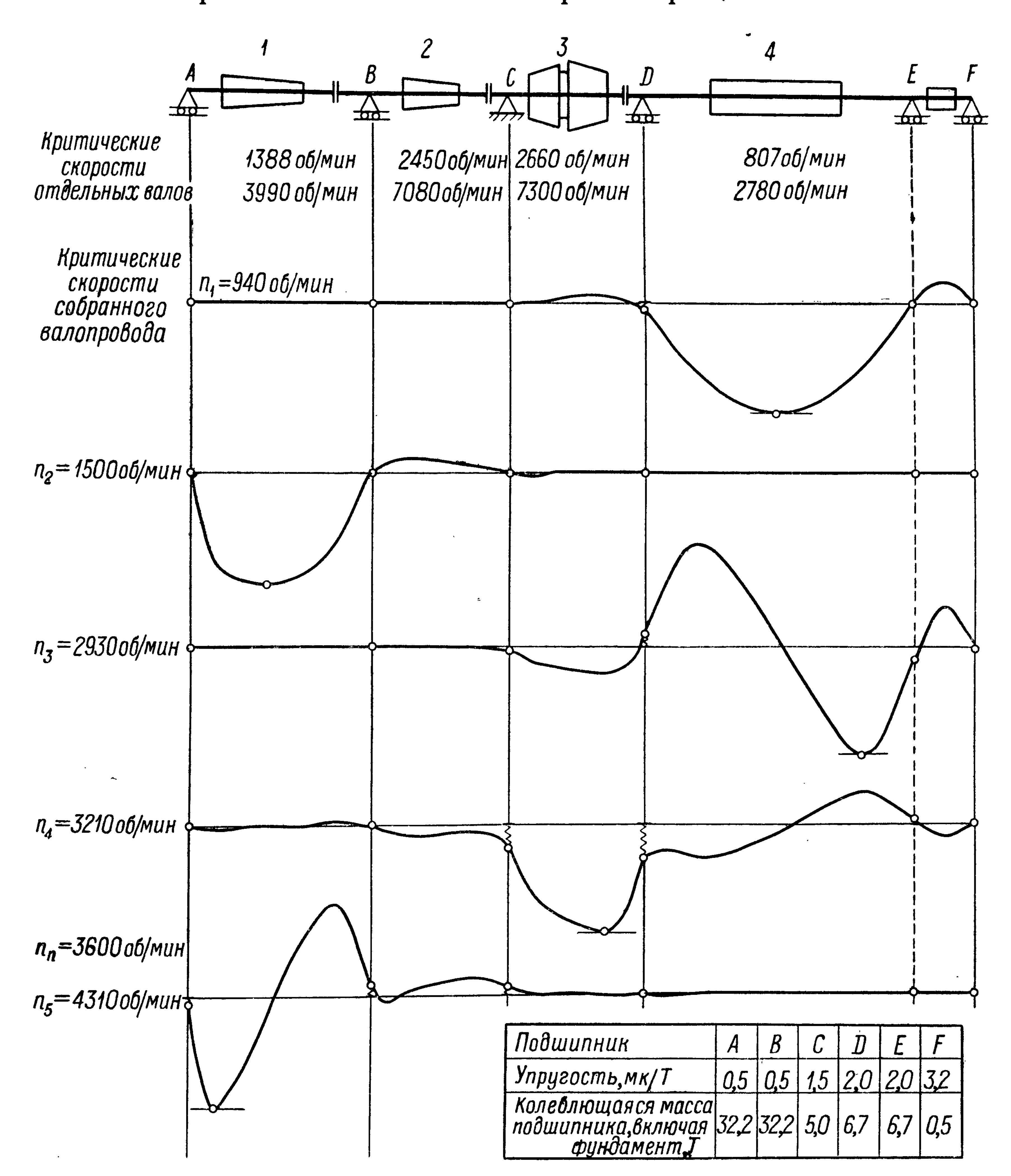
Результат расчета с учетом упругости подшипниковых опор и колеблющихся масс самих подшипников приведен на рис. 11-18 для турбоагрегата 170 *Мвт*, 3600 *об/мин*. Расчет был произведен на цифровой вычислительной машине с помощью обычной программы. Результаты показывают в основном следующее:

---

[1] Thomson W. T. Matrix solution for the vibration of nonuniform beams. Journ. Appl. Mech. 17, 1950, 3, p. 337—339.

[2] Zurmühl R. Berechnung von Biegeschwingungen abgesetzter Wellen mit Zwischenbedingungen mittels Übergangsmatrizen. Ing. Arch. 24, 1958, 6.

1. Первая связанная критическая скорость определяется преимущественно генератором как в отношении формы упругой линии, так и величины критической изгибной скорости вращения.



Подшипник	A	B	C	D	E	F
Упругость, мк/Т	0,5	0,5	1,5	2,0	2,0	3,2
Колеблющаяся масса подшипника, включая фундамент, Т	32,2	32,2	5,0	6,7	6,7	0,5

Рис. 11-18. Первые критические изгибные скорости вращения и их собственные формы для турбоагрегата 170 *Мвт*, 60 *гц*. (Нормализация собственных форм по максимальной амплитуде.)

1 — ТВД; *2* — ТСД; *3* — ТСД/ТНД; *4* — генератор с возбудителем

2. Первая связанная критическая скорость немного выше первой единичной критической скорости генератора, т. е. наиболее низкой единичной критической скорости агрегата.

3. Номинальная скорость вращения лежит между четвертой и пятой связанными критическими скоростями.

4. Номинальная скорость вращения достаточно удалена от ближайшей, т. е. четвертой, связанной критической скорости.

Наряду с цифровым расчетом критических изгибных скоростей вращения существует также возможность их определения посредством электромеханической аналогии. Как известно, между механической колебательной системой, обладающей массой, упругостью и демпфированием, и электродинамическим колебательным контуром с индуктивностью, емкостью и сопротивлением существует формальное соответствие. Вместо цифровой вычислительной машины может быть применена аналоговая вычислительная машина со специальной схемой для расчета критических скоростей вращения. Преимущество аналогового вычислительного устройства заключается прежде всего в том, что влияние ставших необходимыми изменений вала сразу же выясняется переключением элементов в противоположность цифровому расчету, который должен начинаться снова, с новыми постоянными. Недостаток аналогового устройства заключается в трудности достижения необходимой точности.

В заключение следует еще упомянуть метод моделирования. Можно изготовить небольшую масштабную модель валопровода и приводить ее в состояние колебаний с помощью электромагнитного вибратора. При этом посредством измерений можно определять критические скорости вращения. Для того чтобы обеспечивались поддающиеся измерению величины, для определения форм собственных колебаний следует выбирать различные масштабы для длины и диаметра модели, причем должны выдерживаться законы механического подобия. С помощью моделей можно воспроизвести также упругость и массу подшипников.

7. *Влияние магнитного тяжения на критическую скорость вращения и на плавность хода электрических машин.* Если ротор вращается относительно статора электрической машины по каким-либо причинам эксцентрично,[1] т. е. если ось ротора смещена относительно оси расточки статора на величину e, то на ротор действует результирующая радиальная сила P в направлении наименьшей величины воздушного зазора. Эта радиальная сила является результатом действия некомпенсированных магнитных радиальных сил между ротором и статором в возбужденных машинах. Величина этого так называемого некомпенсированного магнитного тяжения может быть приближенно выражена для ротора длиной L, диаметром D, с воздушным зазором [2] δ, эксцентриситетом e и индукцией B формулой

$$F = \beta\pi DL\left(\frac{B}{5000}\right)^2\frac{e}{\delta}, \tag{11-42}$$

где F — в *кГ*; D, L, e, δ — в *см*; B — в *гс*, причем β представляет собой коэффициент, отражающий влияние различных факторов, как, например, тип машины, распределение поля, насыщение, пазовость, демпфирование и конструкция обмоток. В качестве средних величин,

[1] Нецентричный монтаж, неодинаковая усадка фундамента, изгиб вала вследствие небаланса и т. д.

[2] Особого внимания в этой связи заслуживает асинхронная машина с ее очень малым воздушным зазором δ.

по данным литературы и результатам измерений, можно рекомендовать следующие значения коэффициента β:

Для турбомашин	0,2
» машин постоянного тока и явнополюсных машин	0,5
» асинхронных машин	0,3

В соответствии с формулой (11-42) отношение магнитного тяжения к эксцентриситету e следует понимать как отрицательную жесткость вала k:

$$k = \frac{F}{e} = \beta\pi\left(\frac{B}{5000}\right)^2 \frac{DL}{\delta}, \qquad (11\text{-}43)$$

где k — в *кГ/см*; D, L, δ — в *см*; B — в *гс*.

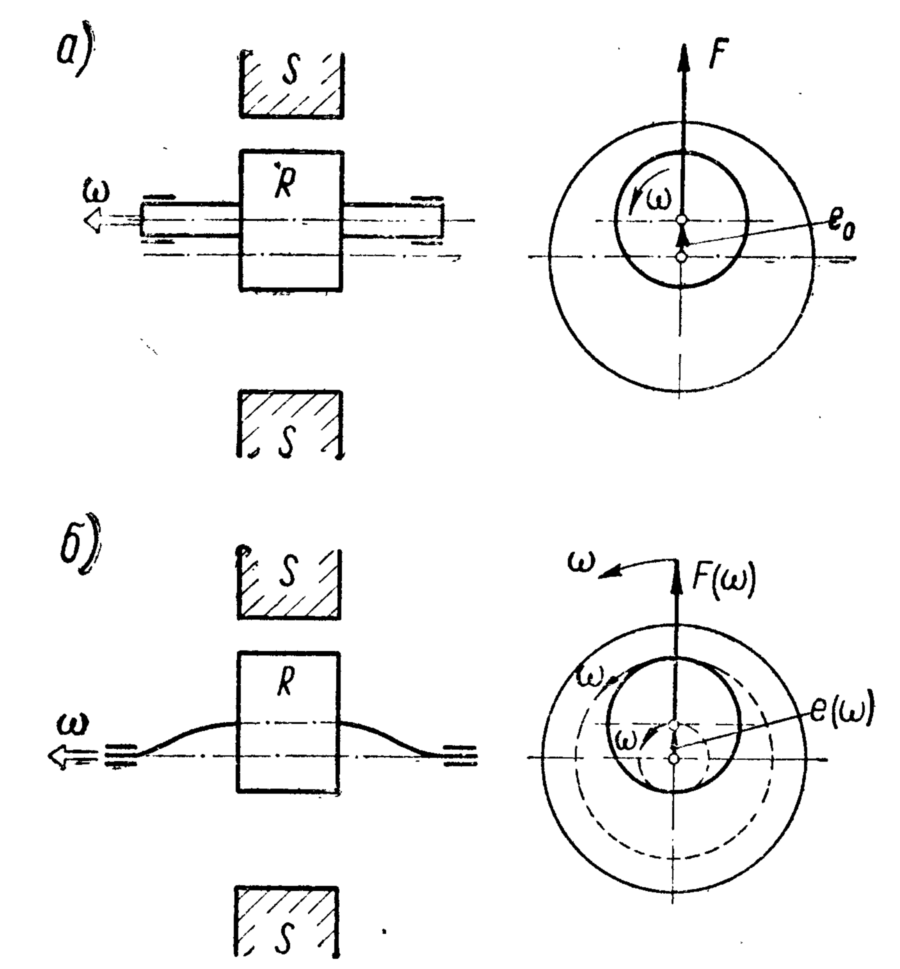


Рис. 11-19. Влияние на вращающийся ротор некомпенсированного магнитного тяжения: *а* — ротор с жестким валом, эксцентрично встроенный в статор; *б* — неуравновешенный ротор на упругом валу, центрично встроенный в статор

e_0 — статический эксцентриситет; F — местное постоянное магнитное тяжение; $e(\omega)$ — эксцентриситет, вращающийся с угловой скоростью ω; $F(\omega)$ — магнитное тяжение, вращающееся с угловой скоростью ω

Влияние магнитного тяжения на работу машины является принципиально различным в зависимости от того, вращается ли вал центрично относительно статора (без биения) или эксцентрично (с биением).

1. Для вала, вращающегося центрично вокруг постоянного по месту и времени эксцентриситета e_0, магнитное тяжение в первом приближении также будет иметь постоянное во времени направление e_0 и будет оставаться неизменным по величине (рис. 11-19, *а*). Представим себе жесткий, эксцентрично смонтированный вал или идеально отбалансированный упругий вал с эксцентричной установкой. В последнем случае магнитное тяжение будет иметь следствием только местный и постоянный во времени прогиб вращающегося вала.

Если вал имеет изгибную жесткость c, то вызываемый магнитным тяжением прогиб составляет $y_F = F/c$. Отношение y_F к заданному эксцентриситету e_0 согласно уравнению (11-43) будет

$$y_F/e_0 = F/(ce_0) = k/c. \qquad (11\text{-}44)$$

2. Если вал вращается нецентрично, будь то вследствие его начального изгиба или изгиба во время работы машины в результате механического или термического небаланса, то вместе с ротором будет вращаться также и место наименьшего зазора, а также и вектор силы магнитного тяжения (рис. 11-19, *б*). В отношении ротора это проявляется таким образом, как будто возвращающей силе упругости вала противодействует встречно направленная, также пропорциональная отклоне-

нию сила. Следовательно, в данном случае магнитное тяжение действует как пружина с отрицательной упругостью величиной k. Критическая угловая скорость вала с упругостью c и массой m приблизительно составляет

$$\omega_0 = \sqrt{c/m}. \qquad (11\text{-}45)$$

С учетом магнитного тяжения вместо c следует подставлять величину $c—k$, так что критическая угловая скорость будет

$$\omega_0^* = \sqrt{(c-k)/m} = \sqrt{c/m}\sqrt{1-k/c} = \omega_0\sqrt{1-k/c}. \qquad (11\text{-}46)$$

При этом отношение критических угловых скоростей вращения (чисел оборотов) с магнитным тяжением и без него будет выражаться формулой

$$\omega_0^*/\omega_0 = n_0^*/n_0 = \sqrt{1-k/c}. \qquad (11\text{-}47)$$

Это справедливо для горизонтальных и вертикальных валов как со «статическим» эксцентриситетом e_0, порожденным установкой ротора, так и без этого эксцентриситета. Для определяющей величины k/c может быть выведено наглядное выражение.

Согласно уравнению (11-45)

$$c = \omega_0^2 m = \left(\frac{\pi n_0}{30}\right)^2 \frac{G}{g}. \qquad (11\text{-}48)$$

Общий вес G ротора можно выразить через фиктивный удельный вес γ и размеры ротора:

$$G = \gamma \frac{D^2\pi}{4} L, \qquad (11\text{-}49)$$

так что с учетом уравнения (11-43) отношение k/c будет независимым от размера L:

$$\frac{k}{c} = 4\beta \left(\frac{B}{5000}\right)^2 \left(\frac{30}{\pi}\right)^2 \frac{1}{\rho\delta D n_0^2}, \qquad (11\text{-}50)$$

где B — в *гс*; $\rho = \gamma/g$ — в *кГ·сек²/см⁴*; δ, D — в *см*; n_0 — в *об/мин*.

Из уравнений (11-47) и (11-49) видно, что магнитное тяжение тем сильнее снижает критическую скорость вращения, чем меньше вал (малое δD) и чем ниже его критическая скорость вращения n_0.

На стр. 446 приведены два численных примера.

3. Магнитное тяжение не точно пропорционально эксцентриситету e и зависит в незначительной мере также от углового положения ротора (положение полюса или промежутка между полюсами против места наименьшего воздушного зазора). Вследствие этого могут возбуждаться колебания подшипников с частотой, кратной скорости вращения. Ротор с n полюсами создает при этом колебания с точно n-кратной частотой скорости вращения. Так, например, двухполюсный ротор со скоростью вращения 3000 *об/мин* может создавать колебания с частотой 100 *гц*. Наряду с этим известны случаи неустойчивого вращения роторов с очень большим отношением длины к диаметру и ми-

нимальным внешним демпфированием,[1] вызываемые магнитным тяжением.

8. Различные вторичные факторы и помехи. Режим движения вала и методы расчета критических скоростей вращения определяются, если не упоминаются какие-либо противоположные факторы, следующими предпосылками:

1) жесткими или изотропно-упругими подшипниками;

2) круговыми или кольцевыми поперечными сечениями вала;

3) валом из однородно-изотропного материала, подчиняющегося закону Гука;

4) отсутствием или наличием сил демпфирования, пропорциональных скорости.

При этих предпосылках состояние движения вала является очень простым: устойчивый (спокойный) ход во всем диапазоне скоростей

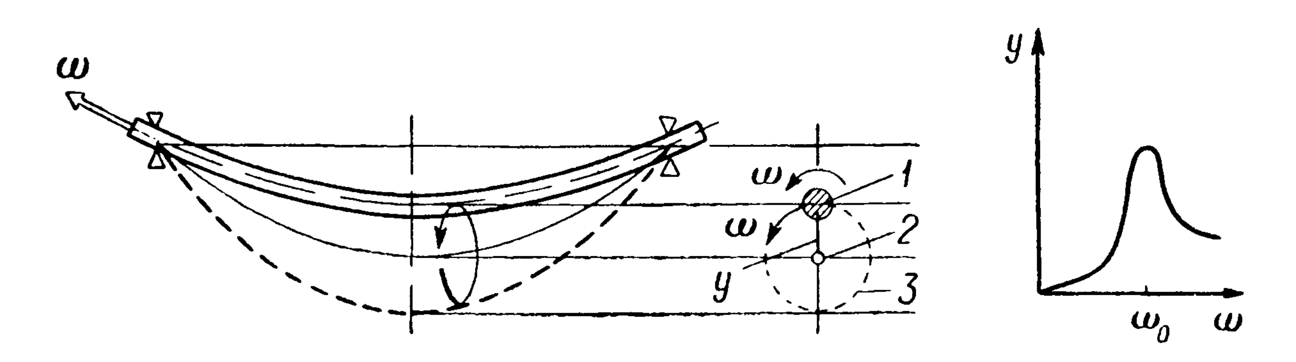


Рис. 11-20. Горизонтальный жестко опертый вращающийся вал с небалансом

1 — центр вала; *2* — положение статического равновесия; *3* — траектория центра вала при его вращении; $y = |y|$ — амплитуда вектора колебаний y; ω — угловая скорость вала; ω_0 — критическая изгибная угловая скорость вала

вращения; отклонения при критических скоростях вращения без демпфирования могут быть неограниченными, а с демпфированием — относительно большими, но ограниченными. Изогнутый вследствие небаланса вал вращается с угловой скоростью ω вокруг положения статического равновесия (рис. 11-20).

В табл. 11-6 приведены два примера влияния магнитного тяжения на критическую скорость вращения.

Сравнение критических скоростей вращения показывает, что влияние магнитного тяжения у средних машин оказывается больше, чем у крупных машин. При определенных условиях оно может составлять у малых машин до 50% и больше, а у турбогенераторов им можно при известных условиях пренебречь.

Для вертикальных машин под положением равновесия следует понимать геометрическую вертикальную ось подшипников, для горизонтальных машин — упругую линию статического изгиба.

Если указанные предпосылки выполняются только частично или вообще не выполняются, то, естественно, происходят отклонения от нормального колебательного состояния. Известен ряд неприятных явлений, как, например, дополнительные резонансные положения, неустойчивые состояния, самовозбуждение и т. п. Остановимся кратко на некоторых из них, наиболее известных.

---

[1] Kellenberger W. Der magnetische Zug in Turbogeneratorrotoren als Ursache einer Instabilität des mechanischen Laufs. Archiv für Elektrotechnik 50, 1966, 4, S. 253—265.

Таблица 11-6. **Влияние магнитного тяжения в синхронных генераторах**

Величины	Синхронный генератор 1,12 *Мв·а*, $\cos\varphi = 0{,}8$, 50 *гц*, $n = 1500$ *об/мин* (четыре явновыраженных полюса)	Турбогенератор 125 *Мв·а*, $\cos\varphi = 0{,}8$, 50 *гц*, $n = 3000$ *об/мин*
Заданы:		
β	0,5	0,2
B, *гс*	7000	8000
D, *см*	55,5	106,0
L, »	49	560
δ, »	0,75	5,25
G, *кГ*	1350	47140
n_0, *об/мин*	2200	1090
Рассчитаны:		
$\gamma = \frac{4G}{D^2 L\pi}$ по уравнению (11-49) в *кГ/см*³	$11{,}4\cdot10^{-3}$	$9{,}53\cdot10^{-3}$
k/c по уравнению (11-50)	0,153	0,0291
n_0^*/n_0 по уравнению (11-47)	0,920	0,985
n_0^*, *об/мин*	2025	1075
Снижение критической скорости вращения:		
$n_0 - n_0^*$, *об/мин*	175	15
$1 - n_0^*/n_0$, %	8	1,5
Проверка прогиба:		
$f = (300/n_0^*)^2$ по уравнению (11-21) в *см*	0,022	0,078
f/δ, %	3[1]	1,5

[1] У электрических машин максимальный прогиб не должен превышать 10% одностороннего воздушного зазора (см. стр. 255).

1. Влияние анизотропности упругой опоры. Если упругость подшипника в горизонтальном направлении отличается от его упругости в вертикальном направлении, то каждая из критических изгибных скоростей вращения подразделяется на две. Одна из них соответствует при этом собственным колебаниям в горизонтальной плоскости, а другая — собственным колебаниям в вертикальной плоскости. В этом случае центр вала описывает уже не окружность, а эллипс (рис. 11-21). Нормальные стояковые подшипники «мягче» в горизонтальном направлении, чем в вертикальном; поэтому наиболее низкая критическая скорость вращения определяется упругостью подшипника в горизонтальном направлении. Если для машины с горизонтальным валом еще дополнительно учесть возможную некруглость вала, то получатся также и другие критические скорости вращения и дополнительные неустойчивые диапазоны скоростей. Таких, не поддающихся контролю колебательных состояний стремятся избежать путем применения щитовых подшипников, которые обеспечивают в значительной мере изотропность опор.

2. Влияние некруглости горизонтального вала. Поперечное сечение некруглого вала [1] имеет две взаимно перпендикулярные, проходящие через центр тяжести главные оси инерции, которым соответствуют два различных момента инерции площади сечения (рис. 11-22). Поэтому можно различать две разные изгибные жесткости вала в зависимости от их «вертикальной» или «горизонтальной» направленности (рис. 11-22, *в*). Эти положения повторяются по-

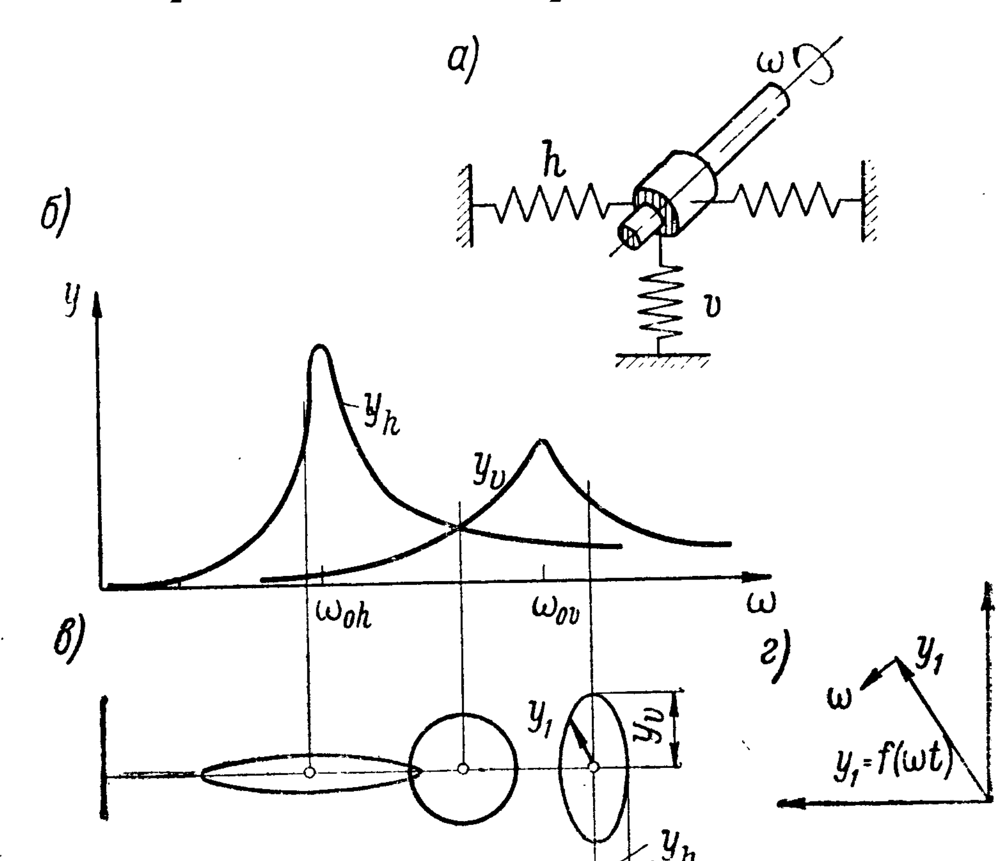


Рис. 11-21. Анизотропно-упругоопертый вращающийся вал с небалансом: *а* — анизотропно-упругая опора; *б* — амплитуды колебаний в зависимости от угловой скорости ω; *в* — траектории центра вала; *г* — векторная диаграмма движения вала

y_h, y_v — горизонтальная и вертикальная амплитуды колебаний; ω_{0h}, ω_{0v} — критические изгибные угловые скорости

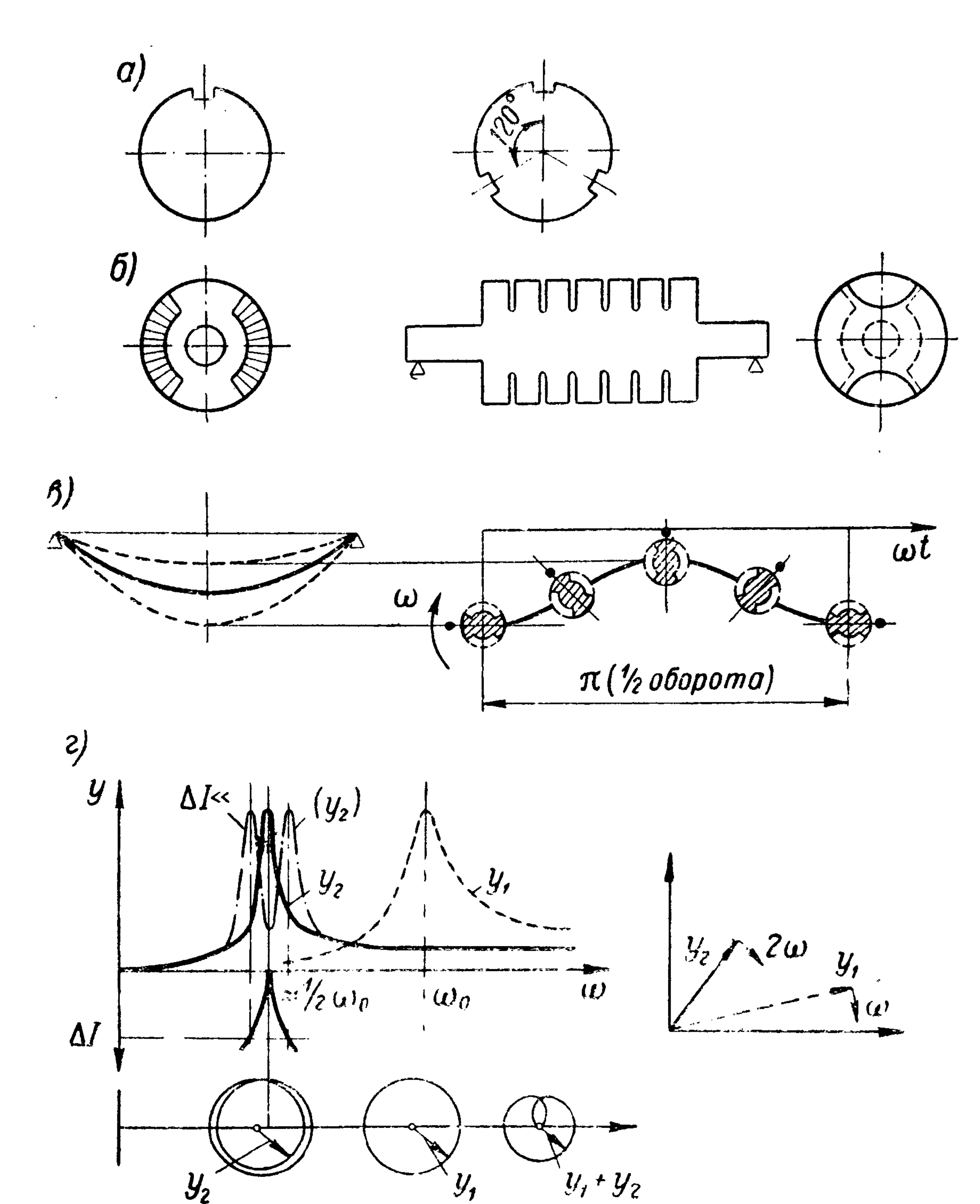


Рис. 11-22. Горизонтальный вращающийся опертый вал с двумя неодинаковыми жесткостями на изгиб: *а* — вал с канавкой под шпонку и компенсация ее влияния; *б* — турборотор с неравномерно распределенными пазами и компенсирующие прорези; *в* — прогиб вала за время половины оборота; *г* — амплитуды колебаний и траектории центра вала за время одного оборота в функции угловой скорости ω для малой ΔI

y_2 — вектор колебания с двойной частотой; $\omega_0/2$ — резонансная скорость для колебаний с двойной частотой; ΔI — разность моментов инерции

[1] Некруглость может возникать, например, вследствие неодинаковой пазовости по окружности или в результате одностороннего расположения канавок под шпонки.

сле каждого полуоборота вала. При этом под действием силы тяжести происходит возбуждение колебаний вала, имеющих частоту, вдвое бóльшую частоты его вращения. Эти колебания с так называемой двойной частотой имеют резонансы при скоростях вращения, довольно точно соответствующих половине критических скоростей вращения вследствие небаланса при условии небольших различий изгибной жесткости по обеим осям инерции. При возрастании различия изгибных жесткостей резонансы с двойной частотой «расщепляются» на два смежных резонанса.[1] Траектория центра вала представляет собой при этом, как правило, эпициклоиду (рис. 11-22, *г*). Колебания с двойной частотой не поддаются устранению путем балансировки. Наиболее эффективное средство их ликвидации заключается в уравнивании изгибных жесткостей. На валу с канавкой под шпонку это может быть достигнуто, например, путем того, что дополнительно фрезеруются две другие канавки под углом 120° (рис. 11-22, *а*). В турбогенераторах уравнивание может производиться либо путем равномерного распределения пазов по окружности с возможным последующим заполнением таких пазов в полюсах малоуглеродистой сталью, либо путем фрезерования поперечных шлицев в полюсной зоне (рис. 11-22, *б*).

3. Влияние демпфирующего действия материала. Гладкий вал на жестких подшипниках вращается при неизменной скорости вращения в изогнутом состоянии в положении статического равновесия. Центр вала описывает при этом окружность с угловой скоростью, соответствующей угловой скорости вала. Если вал расположен вертикально, то изогнутый вал вращается в известной мере как жесткое целое вокруг вертикали, проходящей через подшипники. Отдельные волокна вала при вращении не испытывают изменения длины. Иначе обстоит дело при горизонтальном расположении вала, у которого положение статического равновесия представляет собой изогнутую упругую линию (рис. 11-20). При вращении вокруг этой кривой отдельные волокна материала вала вынуждены постоянно менять свою длину. Одно и то же волокно находится то внизу, и при этом оно растягивается, то наверху, и при этом оно сжимается. Волокна подвергаются действию знакопеременных напряжений с частотой, соответствующей скорости вращения вала. Вследствие постоянного изменения формы в материале создается тепло, т. е. поглощается энергия. При этом говорят о демпфирующем действии материала. Его можно объяснить зависимым от времени соотношением напряжения и деформации, т. е. отклонением от закона Гука (рис. 11-23). Заштрихованная площадь внутри петли гистерезиса представляет собой меру для энергии, рассеянной за один период. Как следствие этого может возникнуть неспокойный ход выше первой критической скорости вращения. Внутреннее «демпфирование» оказывает ниже первой критической скорости вращения стабилизирующее, а выше нее лабилизирующее влияние на колебания ротора в противоположность внешнему демпфированию, как, например, за счет трения

[1] Kellenberger W. Biegeschwingungen einer unrunden rotierenden Welle in horizontaler Lage. Ing. Arch. 26, 1958, 4, S. 302—318.

воздуха и т. д., которое во всем диапазоне скоростей вращения оказывает стабилизирующее воздействие на ход ротора. К счастью, внутреннее демпфирование стальных валов невелико; правда, при наличии большой обмотки на роторах электрических машин оно может усиливаться за счет изоляционных материалов с большим внутренним трением. Этот эффект не ограничивается только горизонтальными машинами.[1] В результате нарушения динамического равновесия отклоненный центр вала может получить другую частоту движения траектории при вращении, так что будут возникать внутренние деформации вертикально вращающегося вала.

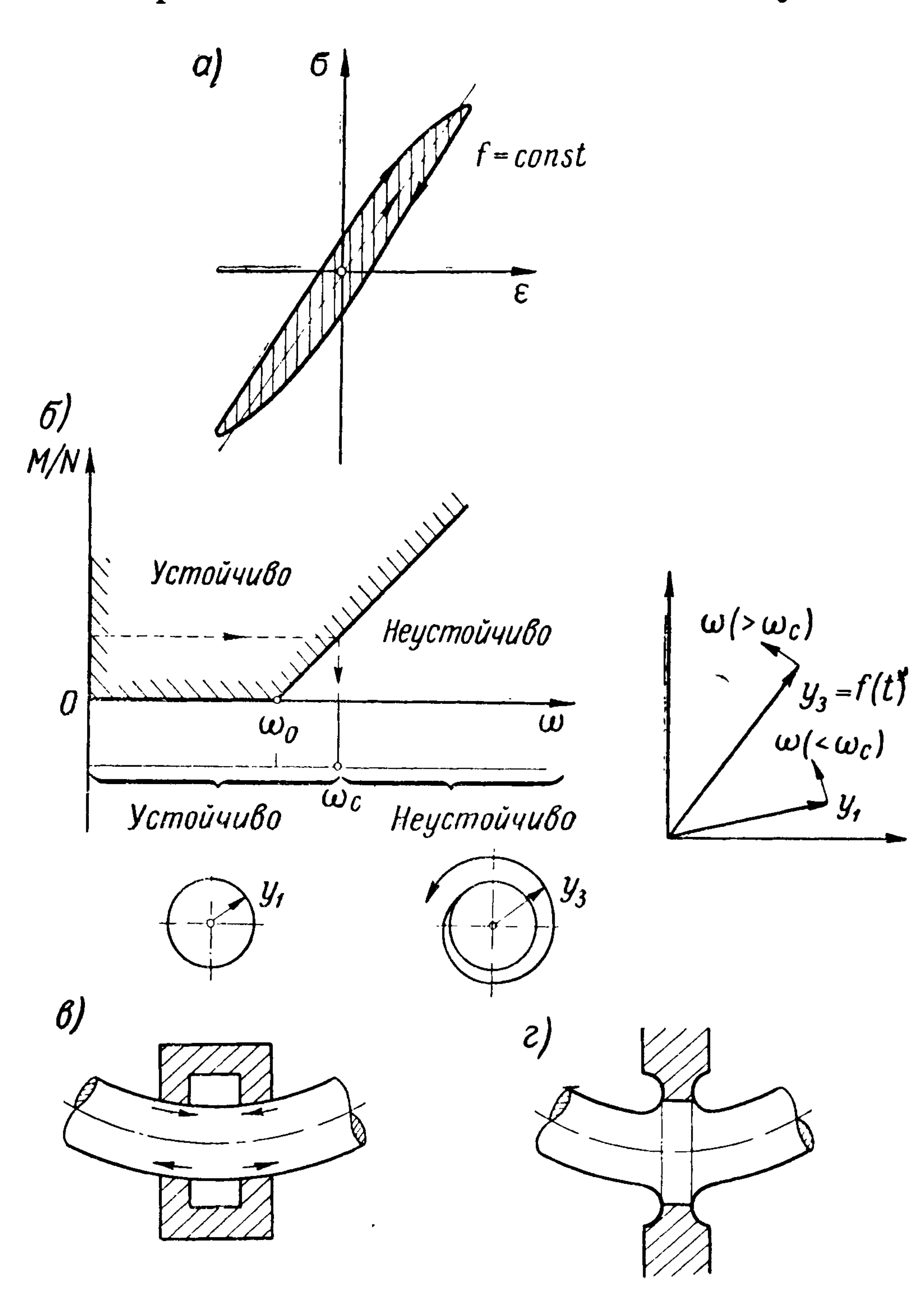


Рис. 11-23. Влияние внутреннего демпфирования на вращающийся вал (механический гистерезис): *а* — зависимость между напряжением σ и деформацией ε при постоянной частоте *f* (кривая механического гистерезиса); *б* — устойчивость вращающегося вала с изотропными опорами в зависимости от угловой скорости ω и отношения внешнего демпфирования *M* к внутреннему демпфированию *N*; *в* — плохая посадка с натягом (большое внутреннее трение на ходу); *г* — хорошая посадка с натягом (малое внутреннее трение на ходу) ω_0 — критическая угловая скорость; ω_c — характеристическая угловая скорость (граница между устойчивым и неустойчивым ходом ротора)

Аналогичные явления наблюдались в ослабленных посадках с натягом вследствие того, что изгибающиеся валы могут вызывать трение в длинных посадочных поверхностях. Поэтому целесообразно выполнять посадки с натягом на упругих валах не по рис. 11-23, *в*, а по рис. 11-23, *г* (посадки с натягом бандажей и контактных колец на роторах турбогенераторов).

4. Влияние масляной пленки и сухого трения. Силы, действующие в подшипниках вращающихся машин, передаются на подшипник от шейки вала через масляную пленку, толщина которой достигает величины порядка от 0,10 до 0,010 *мм*. Несмотря на очень малую толщину пленки, масло, как правило, может оказывать упруго-демпфирующее влияние на ход машины, так что могут

[1] Kellenberger W. Die Stabilität schnellaufender und anisotrop gelagerter Weller mit äußerer und innerer Dämpfung. Brown Boveri Mitteilungen 50, 1963, 11/12.

даже возникать дополнительные вторичные критические скорости вращения и неустойчивые диапазоны. Эти явления известны под названием «лазания» вала, колебаний, возбуждаемых подшипниками, критических скоростей масляной пленки, «завихрения» (whirl) масляной пленки или жидкости и т. д. При скорости вращения, соответствующей приблизительно двойной критической скорости вращения, вследствие вязкого состояния масляной пленки возбуждаются периодические силы с частотами, соответствующими половине частоты скорости вращения. При этом у вала возбуждаются его низшие собственные колебания. Это самовозбуждение имеет неустойчивый характер в том случае, если внешние демпфирующие воздействия уже не могут компенсировать самовозбуждаемую энергию. Практически это имеет место приблизительно тогда, когда скорость вращения достигает утроенной величины критической скорости вращения. Колебания, возбуждаемые масляной пленкой или самовозбуждающиеся, отличаются тем, что они имеют независимо от скорости вращения частоту низших собственных колебаний вала (рис. 11-24).

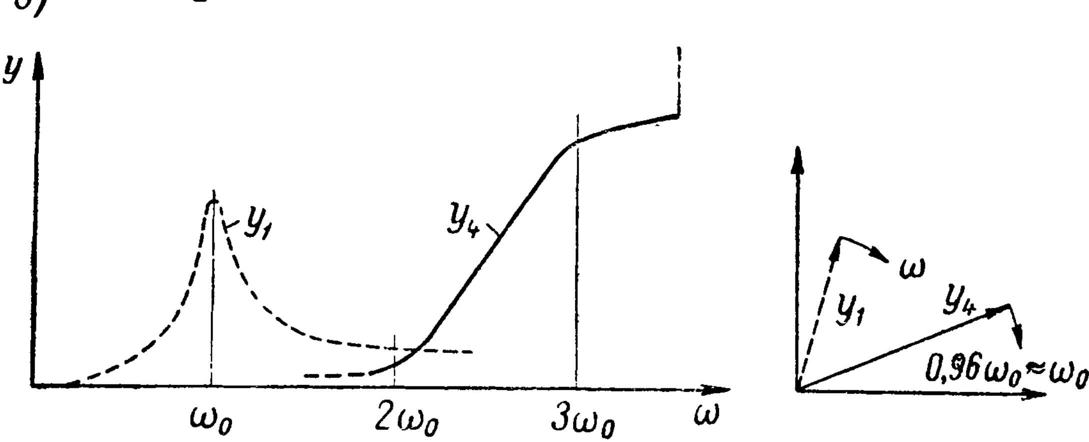


Рис. 11-24. Колебания вращающегося вала, возбуждаемые масляной пленкой («лазание» вала, завихрение масляной пленки): *а* — положение шейки вала *Z* и вкладыша подшипника *L*; *б* — отклонение вала в зависимости от угловой скорости ω

ω_0 — критическая угловая скорость; y_4 — вектор колебания, возбуждаемого масляной пленкой

Предотвратить это явление в условиях эксплуатации можно путем изменения сорта или температуры смазочного материала, иногда изменением давления подачи масла или же с помощью конструктивных мер за счет увеличения удельной нагрузки, уменьшения отношения длины вкладыша к его диаметру, изменения зазора во вкладыше или формы вкладыша (подшипники с лимонообразной формой зазора, подшипники с карманами, подшипники с тремя масляными клиньями, см. стр. 469). При отсутствии достаточной масляной пленки могут возникать самовозбуждающиеся колебания вследствие «сухого трения». Они отличаются тем, что носят более случайный характер и могут возникать

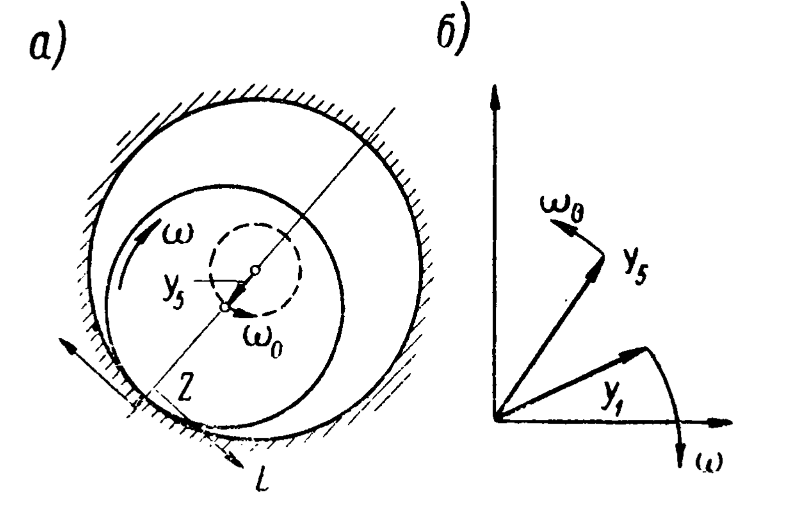


Рис. 11-25. Самовозбужденное колебание вращающегося вала вследствие «сухого трения» в подшипнике: *а* — положение шейки вала *Z* и подшипника *L*; *б* — векторная диаграмма движения вала

ω — угловая скорость вала; ω_0 — критическая угловая скорость; y_5 — вектор самовозбужденного колебания

самопроизвольно независимо от значений критических скоростей вращения. Их наблюдали при слишком большом зазоре в подшипниках как при разгоне, так и при выбеге машин. Различие по сравнению с колебаниями, возбуждаемыми масляной пленкой, заключается еще и в том, что круговое движение шейки вала происходит в направлении, противоположном направлению вращения вала, в то время как в случае колебаний, возбуждаемых масляной пленкой, оба направления вращения совпадают (рис. 11-25).

11-3. Качественные масштабы для оценки вибрационного состояния машин

Наряду с контролем механического состояния электрической машины с точки зрения колебаний, осуществляемым приборами и соответствующими методами измерений, важное значение имеет оценка величин, характеризующих ход машины. Исходя из этих соображений, VDI опубликовало оценочные масштабы для колебаний машин,[1] которые применяются как изготовителями, так и потребителями машин. В основу этих оценочных масштабов положены опубликованные еще в 1939 г. в США кривые Ратбона.[2]

Из возможных величин для оценки гармонических, т. е. синусоидальных, колебаний: траектории колебания $y = y_0 \sin \omega t$ (амплитуда y_0), скорости колебания $v = \dot{y} = y_0 \omega \cos \omega t$ (амплитуда $y_0\omega = v_0$) и ускорения колебания $b = \ddot{y} = -y_0\omega^2 \sin \omega t$ (амплитуда $y_0\omega^2 = b_0$) — в качестве определяющей величины для оценки механического хода машины была выбрана амплитуда (пиковое значение) $v_0 = y_0\omega$ скорости колебаний. С одной стороны, тем самым учитывалась субъективность оценки, заключающейся в том, что колебания с различными частотами, но с одинаковыми скоростями в диапазоне частот приблизительно выше 10 *гц* воспринимаются как равные по силе, а с другой стороны, законы моделирования учат, что при сравнении разных по величине, но геометрически подобных машин, выполненных из аналогичных материалов, механические напряжения являются одинаковыми, если имеют место одинаковые скорости колебаний. В качестве благоприятного обстоятельства этого выбора можно отметить, что скорость колебания при современном уровне электроизмерительной техники может легко измеряться либо непосредственно с помощью простых имеющихся в продаже приборов (с подвижными катушками), либо косвенно через одну из двух других величин за одну операцию, а именно или дифференцированием по пути, или интегрированием по ускорению. Благодаря наличию единственной установленной эталонной величины — амплитуды скорости колебания — можно считать, что фаза колебания для оценки значения не имеет.

---

[1] Beurteilungsmaßstäbe für mechanische Schwingungen von Maschinen. VDI Richtlinien 2056.

[2] Rathbone T. C. Vibration Tolerance. Power Plant Engineering 43, 1939, S. 721—724.

В случае негармонических, но периодических колебаний возможно определение следующих величин, характеризующих колебания: 1) среднего арифметического абсолютных значений скорости колебаний (образование средней величины после выпрямления), 2) среднего квадратического мгновенных значений скорости колебаний (эффективная величина в электротехническом смысле), 3) пикового значения изменения пути колебания во времени или скорости колебаний и 4) частотного анализа с указанием амплитуд, пути колебания или скорости колебаний. Из них выбрано среднее квадратическое значение скорости колебаний для периода T

$$v_{эфф} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T v^2(t)\,dt}\,. \tag{11-51}$$

Эта сравнительная величина может измеряться с помощью электрических измерительных приборов непосредственно в виде эффективной величины. Среди перечисленных в п. 1—3 величин только она не зависит от фазового положения отдельных составляющих колебаний. Для проанализированного характера изменения колебаний с круговыми частотами $\omega_1, \omega_2, \ldots, \omega_n$ и соответствующими амплитудами путей колебаний $y_1, y_2, \ldots, y_n$ или скоростей колебаний $v_1, v_2, \ldots, v_n$ определяющая эквивалентная сравнительная величина скорости колебаний составляет

$$v_{эфф} = \sqrt{\frac{1}{2}\left(y_1^2\omega_1^2 + y_2^2\omega_2^2 + \ldots + y_n^2\omega_n^2\right)} =$$

$$= \sqrt{\frac{1}{2}\left(v_1^2 + v_2^2 + \ldots + v_n^2\right)} =$$

$$= \sqrt{v_{1эфф}^2 + v_{2эфф}^2 + \ldots + v_{nэфф}^2}\,, \tag{11-52}$$

$$\omega_1 \neq \omega_2 \neq \ldots \neq \omega_n.$$

Следует учесть, что в величину $v_{эфф}$ входят колебания, пропорциональные ω^2.

Пример. Задано: $y = y_1 \sin \omega_1 t - y_2 \cos \omega_2 t$, $y_2 = \frac{1}{2} y_1$; $\omega_2 = 2\omega_1$.

Искомые: v_1, v_2, $v_{эфф}$.

Рассчитываются:

$$v_1 = y_1\omega_1 = v_0;\ v_{1эфф} = v_1/\sqrt{2} = v_0/\sqrt{2};$$

$$v_2 = y_2\omega_2 = \frac{1}{2}y_1 2\omega_1 = y_1\omega_1 = v_0;\ v_{2эфф} = v_2/\sqrt{2} = v_0/\sqrt{2};$$

$$v_{эфф} = \sqrt{\frac{1}{2}\left(v_1^2 + v_2^2\right)} = \sqrt{\frac{1}{2}\left(v_0^2 + v_0^2\right)} = v_0.$$

или

$$v_{эфф} = \sqrt{v_{1эфф}^2 + v_{2эфф}^2} = \sqrt{v_0^2/2 + v_0^2/2} = v_0.$$

Таблица 11-7. **Ступени силы колебаний и примеры оценки для малых машин (группа K), средних машин (группа M), крупных машин (группа G) и турбомашин (группа T)**

Ступени силы колебаний		Эквивалентные амплитуды на границах ступеней		Примеры оценочных ступеней для отдельных групп машин			
Обозначение ступеней	Эффективная скорость $v_{эфф}$ на границах ступеней, *мм/сек*	Эквивалентная амплитуда скорости $v_{экв}$, *мм/сек*	Отнесенная к 50 *гц* эквивалентная амплитуда пути $s_{50\,экв}$, *мк*	Группа K	Группа M	Группа G	Группа T
0,28	0,28	0,4	1,25	Хорошо	Хорошо	Хорошо	Хорошо
0,45	0,45	0,63	2				
0,71	0,71	1,0	3,15				
1,12	1,12	1,6	5	Пригодно			
1,8	1,8	2,5	8		Пригодно		
2,8	2,8	4,0	12,5	Еще допустимо		Пригодно	
4	4,5	6,3	20		Еще допустимо		Пригодно
7,1	7,1	10	31,5	Не допустимо		Еще допустимо	
11,2	11,2	16	50		Не допустимо		Еще допустимо
18	18	25	80			Не допустимо	
28	28	40	125				Не допустимо
45	45	63	200				
71							

При биениях (пульсациях) вместо определения $v_{эфф}$ может быть применена зависимость

$$v_{эфф} = \sqrt{\frac{1}{4}\left(v_{max}^2 + v_{min}^2\right)} = \sqrt{\frac{1}{2}\left(v_{эфф\,max}^2 + v_{эфф\,min}^2\right)}, \quad (11\text{-}53)$$

причем v_{max} и v_{min} представляют собой максимальную и минимальную амплитуды скорости колебаний.

Наибольшую измеренную в функционально важном месте машины, в особенности на подшипниках, или рассчитанную по вышеприведен-

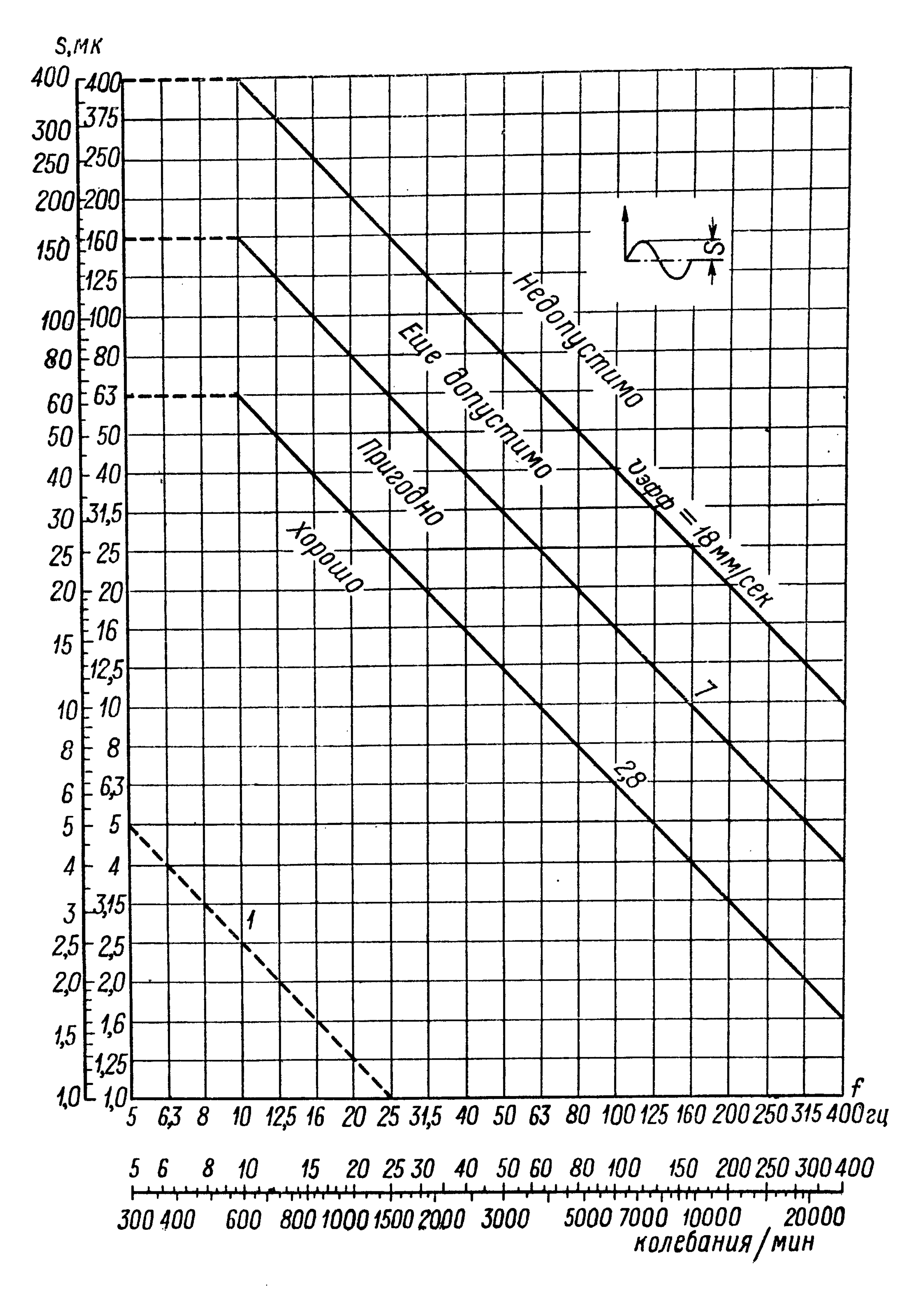


Рис. 11-26. Оценочные границы вибрационного состояния машин группы Т: глубоконастроенных, установленных на легких фундаментах машин и турбоагрегатов

1 — средний порог чувствительности человека 0,11; *s* — амплитуда перемещения; *f* — частота колебаний; $v_{эфф}$ — эффективный порог

ным формулам эффективную величину скорости колебаний называют силой колебания.

При установлении оценочных масштабов различалось шесть групп машин с различными условиями эксплуатации:

Группа K. Отдельные части приводов силовых и рабочих механизмов, которые в рабочем состоянии жестко связаны с машиной в целом, в особенности электродвигатели серийного изготовления мощностью приблизительно до 15 *квт*.

Группа M. Средние машины, в особенности электродвигатели мощностью от 15 до 75 *квт*, без особых фундаментов. Кроме того, жестко закрепленные части приводов и машин (приблизительно до 300 *квт*) с вращающимися деталями на особых фундаментах.

Группа G. Установленные на высоконастроенных жестких или тяжелых фундаментах крупные машины, крупные силовые и рабочие механизмы с вращающимися массами.

Группа T. Установленные на низконастроенных фундаментах крупные силовые и рабочие механизмы с вращающимися массами, например турбоагрегаты, в особенности с фундаментами, выполненными по рекомендациям для изготовления облегченных конструкций.

Группа D. Высоконастроенные установленные («жестко опертые») машины и приводные механизмы с неуравновешенным действием масс.

Группа S. Низконастроенные установленные («упруго опертые») машины и приводные механизмы с неуравновешенным действием масс, а также машины с вращающимися, свободно закрепленными массами, как, например, валы с билами для мельниц, и, наконец, машины с неуравновешивающимися переменными небалансами, которые могут работать независимо, без присоединительных деталей, как, например, центрифуги, качающиеся грохоты, машины для динамических испытаний материалов, технологические колебательные машины.

В табл. 11-7 приведены оценочные ступени для четырех первых групп, а на рис. 11-26 для группы T представлены амплитуды пути в микронах (1/1000 *мм*) в зависимости от частоты для чисто синусоидальных колебаний и постоянные эффективные скорости колебаний.

Глава двенадцатая

ПОДШИПНИКОВЫЕ ОПОРЫ

12-1. Общие положения

Подшипниковые опоры электрических машин не имеют принципиальных отличий от подшипниковых опор других машин. Однако большой диапазон скоростей вращения электрических машин, их высокие к. п. д. и большое число различных вариантов конструктивных исполнений делают необходимым произвести обобщенное рассмотрение подшипниковых опор, не останавливаясь подробно на расчете подшипников, в отношении которого мы отсылаем читателя к специальной

литературе.[1] Вопросы потерь от трения см. на стр. 466, 476 и далее. По конструктивным признакам различают подшипники качения (роликовые и шариковые подшипники) и подшипники скольжения. По направляющим свойствам — опорные подшипники с радиальной нагрузкой и упорные подшипники с аксиальной нагрузкой, а по функциональным признакам — несущие и направляющие подшипники.

Подшипники качения обычно выполняются малых и средних типоразмеров. Они имеют малые зазоры, малые коэффициенты трения (от 0,002 до 0,003) и малое трение при пуске, которое может приниматься на 20—50% выше трения в нормальном режиме работы. Другим преимуществом подшипников качения является малая потребность в уходе, в особенности при применении консистентных смазок. Недостатками являются ограниченная долговечность, так как материал тел качения испытывает нагрузки, превышающие предел усталости; чувствительность к толчкам в состоянии покоя и образование шума. В табл. 12-1 приведены основные типы подшипников качения и указаны условия их применения.

Подшипники скольжения выполняются любых размеров. При правильном расчете и уходе они имеют неограниченную долговечность, оказывают демпфирующее действие при толчках и малошумны в работе. Недостатками их являются относительно высокое начальное пусковое трение и относительно большой зазор. Коэффициенты трения подшипников скольжения в нормальном режиме работы имеют величины того же порядка, что и подшипники качения. Они составляют приблизительно от 0,002 до 0,004. В противоположность этому при пуске следует учитывать коэффициенты трения максимально от 0,1 до 0,2.

В качестве специальной конструкции подшипников скольжения для малых нагрузок применяются также так называемые металлокерамические подшипники, которые могут устанавливаться вместо подшипников качения в тех же габаритах. Кроме того, в тяговых двигателях применяются опорноосевые подшипники с фитильной смазкой.

А. Усилия, воспринимаемые подшипниками электрической машины при различных типах привода. В табл. 12-2 показаны приводы посредством зубчатой или ременной передачи, а также посредством упругой муфты или жесткой муфты для машин с одним или двумя подшипниками. На центр тяжести ротора *A* в наиболее неблагоприятном случае действуют вес, небаланс, толчки и в случае взаимного смещения осей статора и ротора также и одностороннее магнитное тяжение. В точке *B*, кроме собственного веса и небаланса частей муфты, действуют обусловливаемые приводом силы, т. е. силы предварительного натяжения ремня, давление на зубья или давление воды на рабочие колеса турбин, действующее в радиальном или аксиальном направлении. Ударные силы (толчки) возникают только у двигателей транспортных средств. Они, так же как и неизбежные небалансы роторов, учитываются при расчете подшипников качения посредством коэффициентов, на которые необходимо умножить вес ротора.

---

[1] См. сноску на стр. 460.

Таблица 12-1. **Типы и условия применения подшипников качения**

Тип подшипника		Направление нагрузки при положении оси		Нагрузка		Скорость вращения
		горизонтальном	вертикальном	радиальная	аксиальная	
Радиальные шарикоподшипники (с желобчатыми дорожками качения на кольцах)		Только радиальное, только аксиальное, радиальное и аксиальное	Только аксиальное, только радиальное, аксиальное и радиальное	Малая и средняя	Малая и средняя	Высокие и средние
Радиально-упорные шарикоподшипники		Только аксиальное, радиальное и аксиальное	Только аксиальное, аксиальное и радиальное	Малая и средняя	Средняя и повышенная	Высокие и средние
Радиальные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами		Только радиальное	Только радиальное	Малая и средняя	—	Высокие и средние
Роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами и бортом на наружном кольце		Только радиальное, радиальное и аксиальное	—	Средняя и высокая	Малая	Высокие и средние
Радиальные сферические самоустанавливающиеся роликоподшипники		Только радиальное, радиальное и аксиальное	Только радиальное	Высокая	Средняя	Средние и малые
Упорные шарикоподшипники с желобчатыми дорожками качения на кольцах		—	Только аксиальное	—	Средняя	Средние и малые
Самоустанавливающиеся упорные роликоподшипники со сферическими роликами		—	Аксиальное и радиальное	Средняя	Высокая	Средние и малые

Таблица 12-2. **Силы, действующие на подшипники электрических машин**

Положение оси	Тип привода	Силы в точке A		Силы в точке B	
		радиальные	аксиальные	радиальные	аксиальные
Горизонтальные машины	Шестерня на приводном конце вала, ременный шкив, рабочее колесо турбины	Вес ротора, небаланс ротора, одностороннее магнитное тяжение, толчки в двигателях транспортных средств	Толчки в двигателях транспортных средств	Вес, небаланс, сила предварительного натяжения ремня, давление на зубья, давление воды на рабочее колесо	Упор косозубого зацепления или упор воды
	Упругая муфта Жесткая муфта машины на одном подшипнике Жесткая муфта машины на двух подшипниках			Вес муфты, небаланс, весовая составляющая и небаланс присоединенной машины	Аксиальная сила, передаваемая через муфту, аксиальная сила от присоединенной машины, например упор воды

Положение оси	Тип привода	Силы в точке *A*		Силы в точке *B*	
		радиальные	аксиальные	радиальные	аксиальные
Вертикальные машины	Шестерня на приводном конце вала, ременный шкив, зубчатая муфта	Вес ротора, одностороннее магнитное тяжение	Вес ротора, толчки в двигателях транспортных средств	Небаланс приводной шестерни, сила предварительного натяжения ремня или давление на зубья	Вес приводной шестерни, упор косозубого зацепления
	Упругая муфта Жесткая муфта машины на одном подшипнике Жесткая муфта машины на двух подшипниках			Небаланс муфты, небаланс присоединенной машины	Вес муфты, аксиальная сила, передаваемая через муфту, аксиальные силы от присоединенной машины, например вес ротора или упор воды

Б. Требования к подшипниковым опорам электрических машин. В электрических машинах необходимо хорошее уплотнение подшипниковых опор против вытекания масляной или жировой смазки из подшипников внутрь машины, а также против проникновения пыли в подшипники. Так как в бо́льшей части электрических машин возникающее тепло отводится посредством интенсивной вентиляции, в особенности с помощью встроенных вентиляторов, то внутри машины действует более или менее сильный засасывающий эффект. Этот эффект должен компенсироваться либо путем уплотнения самих подшипников (см. рис. 12-5), либо путем создания принудительного противотока воздуха посредством подпорных дисков или каналов для охлаждающего воздуха (см. рис. 3-33 и 8-26).

Создаваемый в электрических машинах шум имеет различные причины (см. стр. 46) и может в машинах с подшипниками качения частично вызываться этими подшипниками (см. стр. 47). Подшипниковые шумы возрастают приблизительно пропорционально величине машины, но в большинстве случаев только у малых машин они дают значительную составляющую шума, снижение которой действительно оказывается необходимым. Вызывающие шум колебания возникают в подшипниках качения вследствие упругой деформации поверхностей соприкосновения дорожки качения и тел качения и будут тем больше, чем больше погрешности формы и прочие дефекты изготовления подшипника. В связи с этим требуется безукоризненная обработка гнезд под подшипники качения.

В. Основы расчета и конструирования подшипников. Теоретические основы расчета подшипников качения и скольжения разработаны в настоящее время настолько, что они значительно облегчают работу конструктора при конструировании подшипников. Выводы, сделанные на основе теории и многочисленных экспериментальных исследований, являются вполне достаточными для правильного конструктивного исполнения подшипников. По подшипникам качения мы ссылаемся на три книги,[1] в которых имеются указатели прочей литературы, а по подшипникам скольжения — на две книги и две публикации [2] с конструкционными таблицами для подшипников скольжения и сегментных подшипников.

---

[1] Jürgensmeyer W. Die Wälzager, Berlin, Springer, 1937.

Palmgren A. Grundlagen der Wälzlagertechnik. 2. Aufl. Stuttgart, Francksche Verlagshandlung, 1954.

Eschmann P., Hasbargen L. u Weigand R. Die Wälzlagerpraxis. München: R. Oldenburg, 1953.

[2] Schmid E. u. Weber R. Gleitlager, Springer, 1953.

Vogelpohl G. Betriebssichere Gleitlager, Springer, 1958.

Boyd J., Raimondi A. A. Applying Bearing Theory to the Analysis and Design of Journal Bearings. I and-II, Journ. appl. Mech., Sept. 1951, p. 298—316.

Raimondi A. A., Boyd J. Applying Bearing Theory to the Analysis and Design of Pad-Type Bearings. Transactions of the ASME, April, 1955, p. 287—309.

12-2. Подшипники качения

А. Типы подшипников. Тип соединительной муфты и тип подшипниковой опоры могут оказывать решающее влияние на выбор подшипников качения или подшипников скольжения (рис. 12-1). Зазор в подшипнике скольжения относится к зазору соответствующего подшипника качения приблизительно как 7 : 1. Если машину на подшипниках качения жестко соединить с машиной на подшипниках скольжения по рис. 12-1, *а*, то вполне очевидно, что в отношении сил, действующих на подшипники, ничего определенного сказать невозможно, тем более, что центр вала в подшипнике скольжения меняет свое

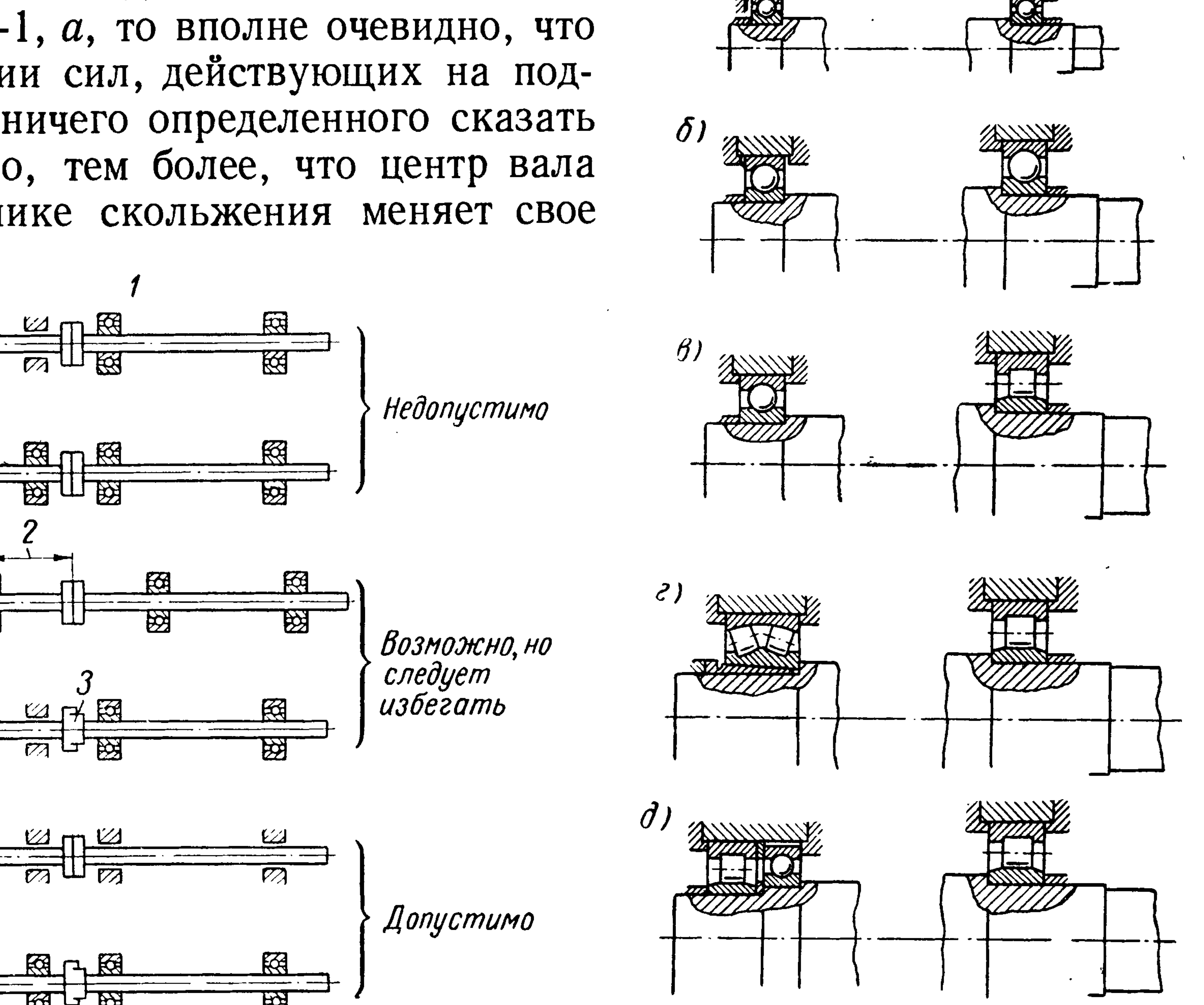


Рис. 12-1. Оценка некоторых схем подшипниковых опор и соединительных муфт различных типов

1 — жесткая муфта; *2* — длинный конец вала; *3* — гибкая муфта

Рис. 12-2. Обычные схемы подшипников электрических машин с горизонтальным валом: *а* — микромашины; *б* — малые машины; *в* — средние машины; *г*, *д* — более крупные машины

положение в зависимости от скорости вращения. Несомненно только то, что подшипнику с меньшим зазором придется воспринимать дополнительные силы, которые могут его нагружать намного сверх допустимого предела. Однако недопустимо жестко соединять также и две машины на подшипниках качения по рис. 12-1, *б*, в особенности при коротких концах валов, так как вряд ли возможно осуществить столь точную центровку валов, какая требуется при малых зазорах в подшипниках. Как правило, не следует также соединять машину на подшипниках скольжения с машиной на подшипниках качения посредством гибкой муфты, как показано на рис. 12-1, *г*. При передаче вращающего момента в большинстве случаев имеет место перетяжка муфты, а

вместе с тем возникает опасность, что на подшипники качения будут передаваться дополнительные силы.

На рис. 12-2 изображены обычные комбинации подшипников качения электрических машин с горизонтальным валом. Малые машины выполняются с двумя радиальными шарикоподшипниками с желобчатыми дорожками качения на кольцах. Так как для малых электродвигателей концы валов нормализованы в соответствии с мощностями, то тем самым определяются также и внутренние диаметры подшипников качения. Практически применяются исключительно подшипники так называемых средних рядов. Тем самым определяется допустимая нагрузка на подшипники в функции их долговечности (срока службы),

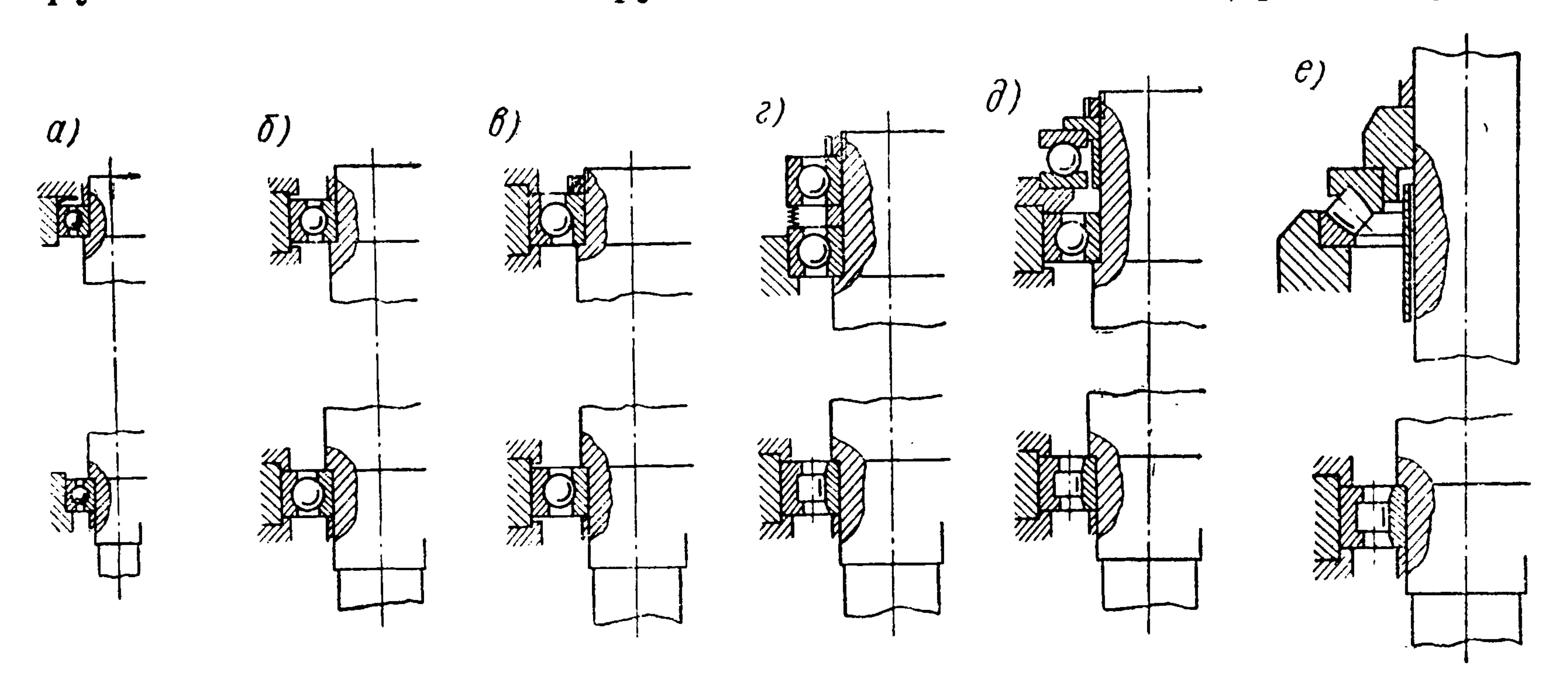


Рис. 12-3. Обычные схемы подшипников электрических машин с вертикальным валом: *а* — микромашины; *б* — малые машины; *в* — средние машины; *г*, *д*, *е* — более крупные машины

а отсюда устанавливается допустимая радиальная нагрузка (натяжение ремня или давление на зубья). У микродвигателей для снижения шума целесообразно придавать одному подшипнику предварительный осевой натяг с помощью пружинящего кольца (рис. 12-2, *а*). У малых электродвигателей один из радиальных шарикоподшипников осуществляет фиксацию вала в аксиальном направлении. Наружное кольцо второго подшипника имеет возможность аксиальных перемещений (рис. 12-2, *б*). При более высоких мощностях в большинстве случаев на стороне привода устанавливается радиальный роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами в качестве «свободного подшипника». Для не слишком высоких скоростей вращения и больших сил, действующих на подшипник, часто применяется комбинация с радиальным сферическим самоустанавливающимся роликоподшипником. Вместо этого подшипника при больших аксиальных нагрузках часто устанавливаются также радиальный роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами для восприятия радиальной нагрузки и радиальный шарикоподшипник с желобчатыми дорожками качения на кольцах без радиального гнезда для восприятия аксиальной нагрузки (рис. 12-2).

На рис. 12-3 показаны подшипниковые опоры вертикальных машин. В микромашинах и малых машинах, как правило, могут просто

применяться подшипники для горизонтальных машин. Фиксированный подшипник этих машин способен воспринимать собственный вес. На средних машинах и при сравнительно больших аксиальных нагрузках в большинстве случаев еще удается обойтись радиально-упорными шарикоподшипниками (рис. 12-3, *в*). При более высоких мощностях для средних и высоких скоростей вращения приходится располагать друг над другом два радиальных шарикоподшипника с желобчатыми дорожками или два радиально-упорных шарикоподшипника. Такая комбинация, однако, требует, чтобы применялись два специально

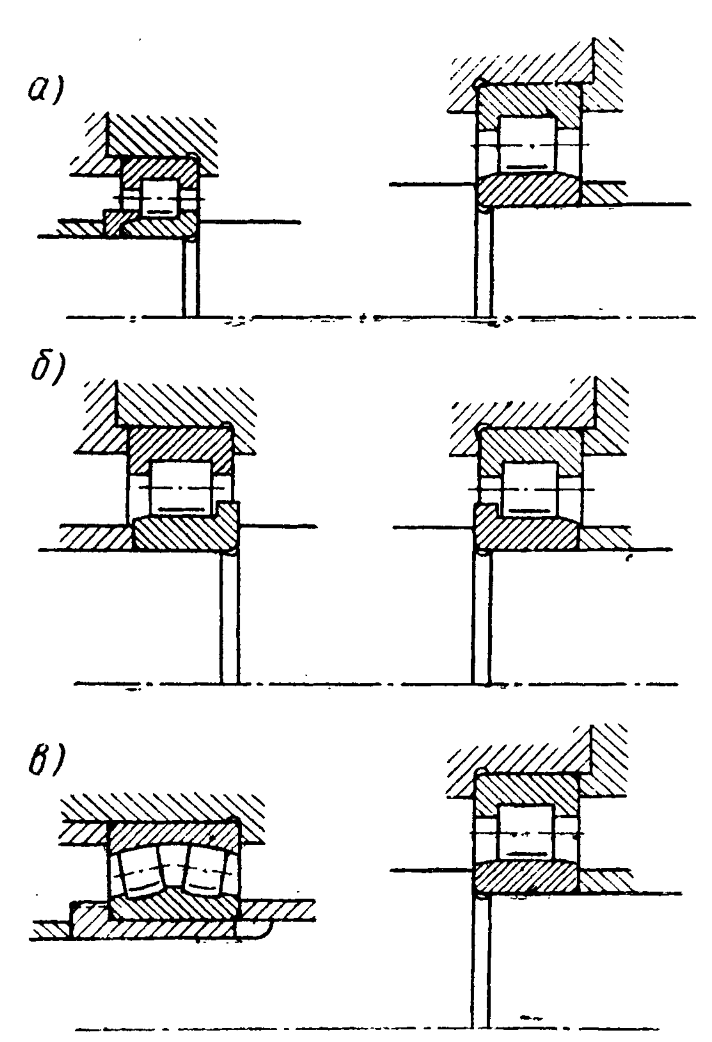


Рис. 12-4. Схемы подшипников для тяговых двигателей: *а* — односторонний привод: *б* — двусторонний привод; *в* — односторонний привод с радиальным сферическим самоустанавливающимся роликоподшипником

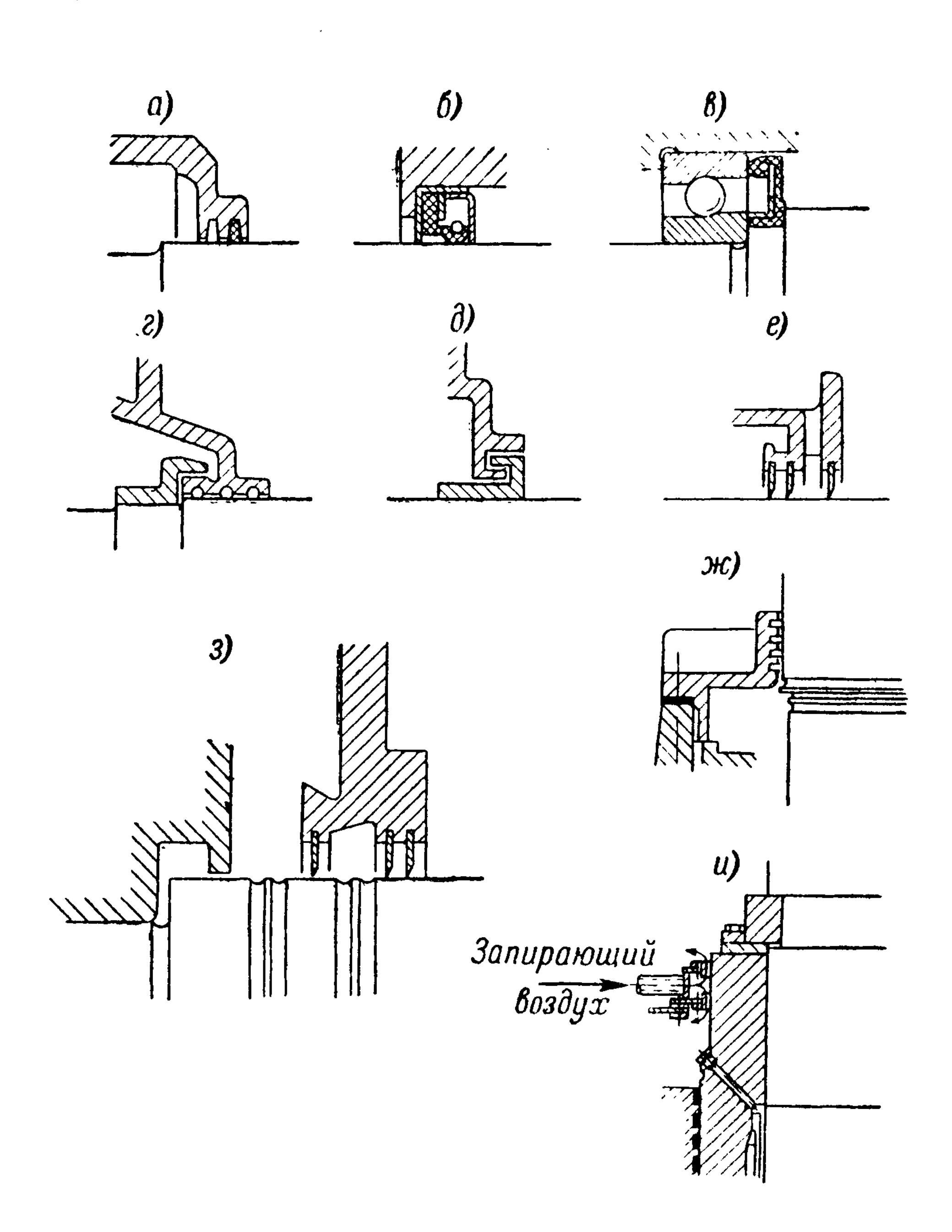


Рис. 12-5. Уплотнения для консистентных и жидких смазок: *а* — войлочное уплотнение; *б* — манжетное уплотнение (кольцо Зиммера); *в* — аксиальное уплотнение вала; *г* — маслоразбрызгивающее кольцо с улавливающими канавками; *д* — лабиринтное уплотнение; *е*, *ж*, *з*, *и* — уплотнения для подшипников скольжения с жидкой смазкой

подобранных подшипника с одинаковыми аксиальными зазорами. Еще лучше, чтобы посредством соответственно рассчитанных пружин, расположенных между наружными кольцами, обеспечивалось равномерное восприятие нагрузки (рис. 12-3, *г*); при этом можно устанавливать обычные подшипники. При низких скоростях вращения можно применять комбинацию упорного шарикоподшипника с желобчатыми дорожками качения с радиальным шарикоподшипником с желобчатыми дорожками, который должен воспринимать исключительно радиальную нагрузку (рис. 12-3). Радиально-упорный конический роликовый подшипник или самоустанавливающийся упорный ролико-

подшипник со сферическими роликами (рис. 12-3, *е*) применяются только при низких скоростях вращения, и они могут воспринимать большие аксиальные нагрузки одновременно с радиальными нагрузками. Для того чтобы при возможном приподнятии ротора предотвратить отделение роторного кольца и замасливание (притирание) дорожки качения, целесообразно устанавливать пружины под нижним кольцом. В качестве свободных подшипников в зависимости от радиальной нагрузки применяются радиальные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами или радиальные сферические самоустанавливающиеся роликоподшипники.

Для тяговых электродвигателей обычно применяются комбинации по рис. 12-4. При одностороннем приводе используется радиальный роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами и с фасонным (угловым) упорным кольцом.

Б. Смазка и уплотнения подшипников качения. Применяемые в электромашиностроении подшипники качения смазываются в большинстве случаев консистентными смазками (консистентные смазки для подшипников качения — см. стр. 62). При этом обеспечивается простой уход за ними, который может осуществляться через большие промежутки времени. Проникновение грязи и пыли также затруднено, так как промежуточные пространства в местах выходов валов заполняются консистентной смазкой. Уплотнение подшипников качения с консистентной смазкой осуществляется у малых машин с помощью непосредственно пристроенных к самому подшипнику пылезащитных крышек, но главным образом посредством скользящих или нескользящих уплотнений. Последние выполняются в виде щелевых уплотнений с протоками (на валу и в корпусе) и в виде лабиринтных уплотнений (рис. 12-5, *г* и *д*).

Для небольших машин с диаметром подшипников около 50 *мм* и не слишком высокими скоростями вращения обычно обходятся простыми подшипниковыми крышками, которые для замены консистентной смазки должны сниматься. Интервалы между заменами смазки составляют у таких машин от 1 до 2 лет, т. е. они больше промежутков времени, через которые электрические машины так или иначе должны осматриваться. У более крупных и быстроходных электродвигателей сроки замены смазки соответственно сокращаются, причем их величина имеет определяющее значение для решения вопроса, можно ли еще применять простые, плотно закрытые подшипниковые опоры или же надо предусматривать прокачку смазки. При этом на одной стороне подшипника предусматриваются полости для отработанной консистентной смазки, а также ниппели для удаления из подшипника использованной смазки.

На рис. 12-6 показаны две подшипниковые опоры, снабженные регуляторами количества подаваемой консистентной смазки. При этом смазка нагнетается через отверстия, ведущие во внутреннюю камеру *1* подшипника, захватывается подшипником качения *2* и распределяется по всему объему подшипниковой камеры. Отработанная консистентная смазка с ее смолистыми остатками вытесняется в наружную камеру *5* и при соприкосновении с диском регулятора количества смазки

4 выбрасывается им наружу. При этом она выходит через отверстие *3*, предусмотренное на нижней стороне подшипника. Выходящая смазка может собираться в легко опорожняющийся бачок.

Смазка жидким маслом применяется прежде всего в тех случаях, когда имеет место повышенная температура нагрева подшипников, независимо от того, должна ли электрическая машина работать в помещении с высокой температурой, нагревается ли она от внешнего источника тепла или же при высоких окружных скоростях создаются повышенные потери от трения в подшипниках. Масляная смазка может применяться также и в тех случаях, когда необходима частая замена смазывающей среды. При жидкой смазке лучше может дозироваться количество масла, что улучшает отвод тепла.

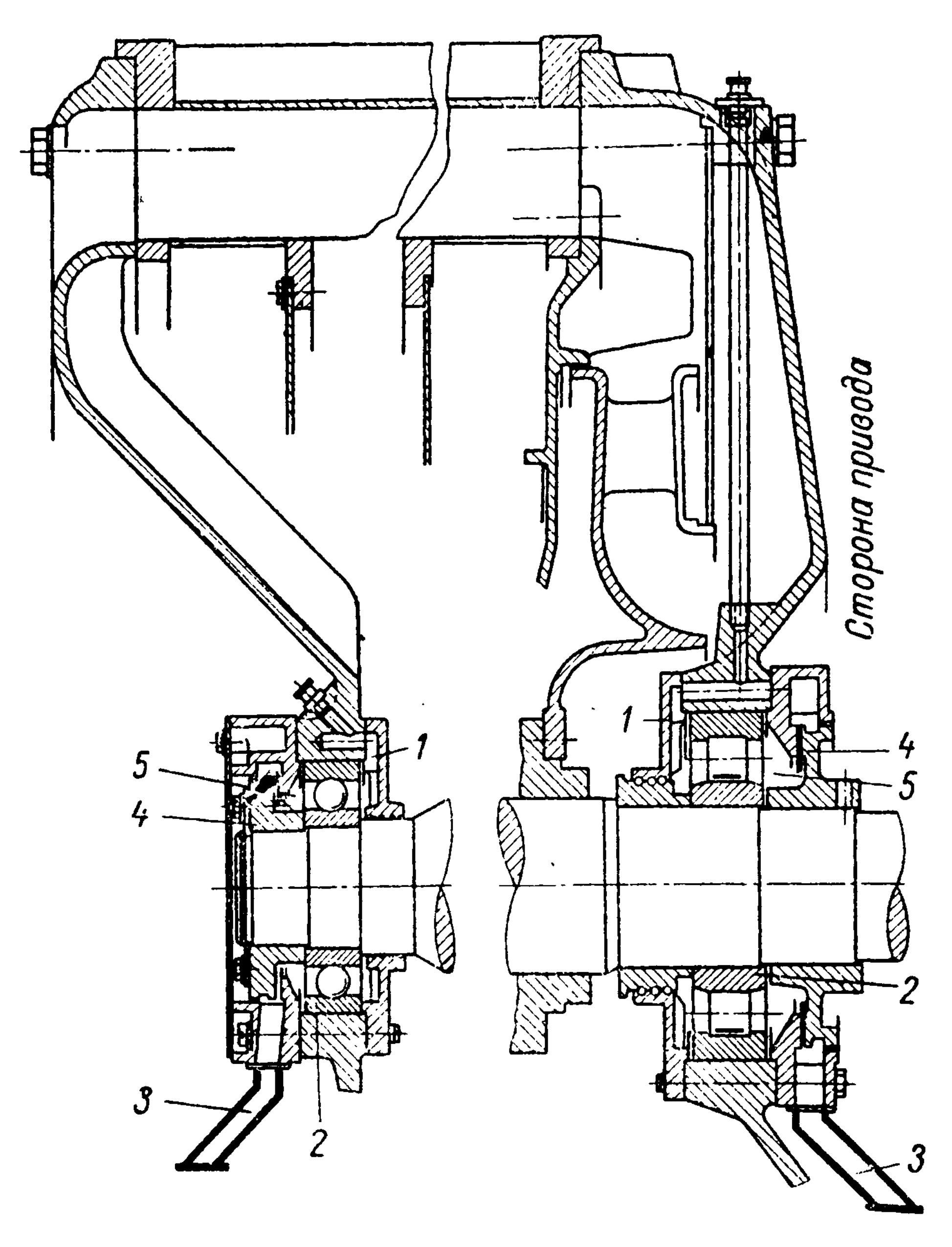


Рис. 12-6. Подшипники качения с регулятором количества консистентной смазки

1 — внутренняя камера подшипника; *2* — подшипник качения; *3* — выходное отверстие; *4* — диск регулятора количества смазки; *5* — наружная камера подшипника

На рис. 12-7 изображен смазываемый маслом радиальный роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами вертикального электродвигателя. Масло нагнетается вверх коническим подающим диском и через отверстия в корпусе подшипника попадает на распределительный диск. Отсюда оно капает через отверстия на вращающееся кольцо, которое центрифугирует масло на внутреннюю стенку неподвижного кольца. Затем масло стекает по роликам снова в нижний маслосборник. Количество подаваемого масла может регулироваться посредством установочного винта. Присоединенный в середине вертикального канала манометр служит для контроля за подачей масла. Масло можно было бы подавать снизу с помощью конического диска непосредственно к подшипнику. Однако изображенная конструкция была выбрана для того, чтобы при ожидавшемся длительном выбеге, а также при малой скорости вращения еще обеспечивалась «аварийная» смазка из распределительного диска, наполненного маслом. При пуске вращающееся кольцо также начинает сразу же подавать масло.

В. Долговечность и области применения подшипников качения. При применяемых в электромашиностроении мощностях и скоростях вращения возможности обычно используемых подшипников качения в отношении их несущей способности и максимально допустимых ско-

ростей вращения (указываемых в каталогах на подшипники) будут при требуемой долговечности скоро исчерпаны. Для электродвигателей бытовых приборов принимается долговечность порядка 2000 рабочих часов, для средних электродвигателей приблизительно от 15 000 до 20 000 *ч* и для машин в системах энергоснабжения от 50 000 до 100 000 *ч*.

У машин со скоростью вращения 3000 *об/мин* могут применяться радиальные шарикоподшипники с желобчатыми дорожками качения и радиальные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами вплоть до диаметра подшипника около 80 *мм*, а у машин со скоростью вращения 1500 *об/мин* — вплоть до диаметра 140 *мм*. Со-

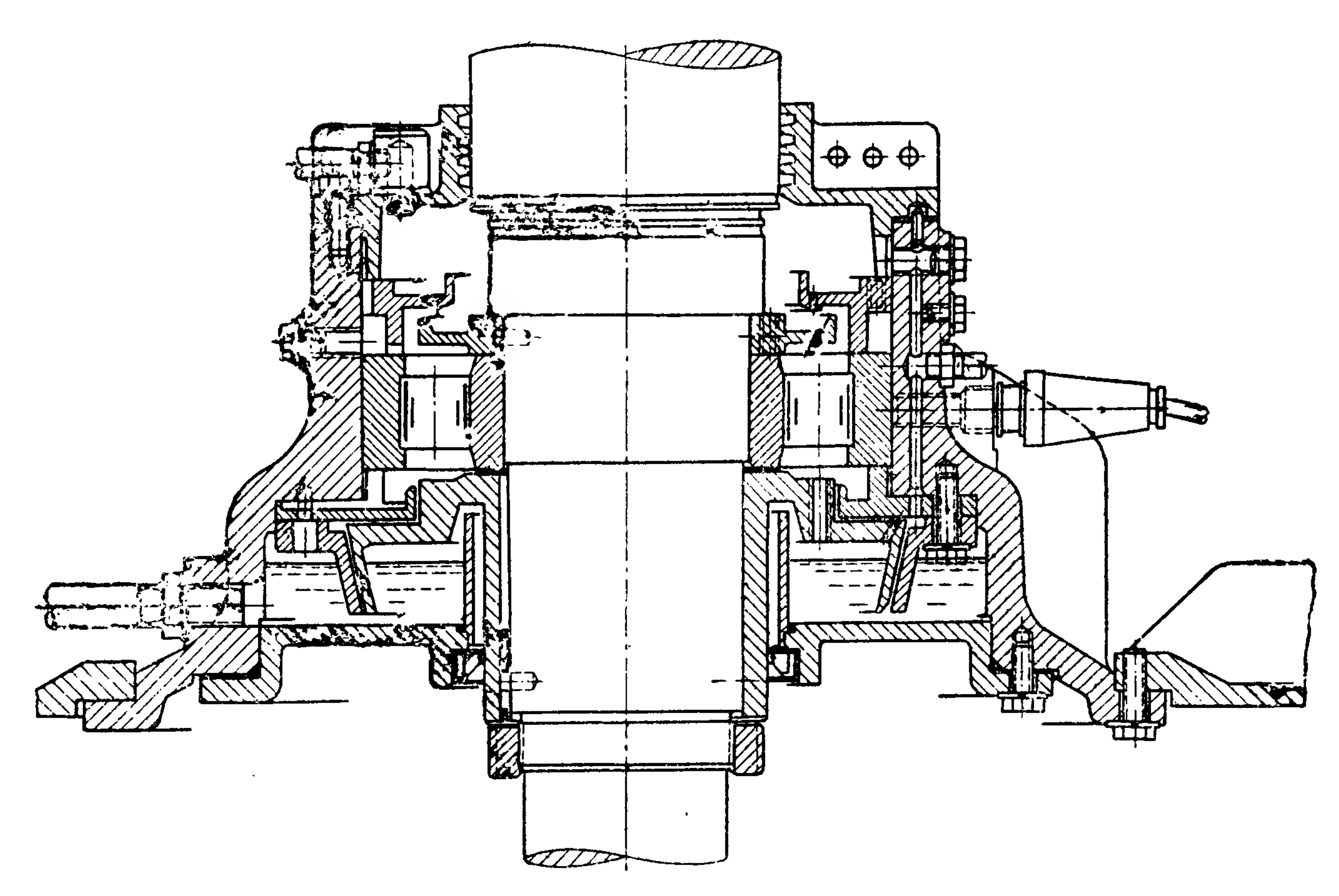


Рис. 12-7. Подшипник качения вертикального электродвигателя с жидкой смазкой

ответствующие мощности составляют приблизительно от 280 до 1500 *квт*. В электромашиностроении для более высоких мощностей во всем диапазоне от низких до высоких скоростей вращения применяются почти исключительно подшипники скольжения.

Г. Потери в подшипниках качения. Приблизительная величина потерь от трения может быть определена следующим образом.

Потери трения на один подшипник

$$P = 9{,}81\mu F v, \tag{12-1}$$

где P — мощность потерь, *вт*; μ — коэффициент трения: для шариковых подшипников $\mu \approx 0{,}001 \div 0{,}002$, для роликовых подшипников $\mu \approx 0{,}002 \div 0{,}003$; F — нагрузка на подшипник, *кГ*; v — окружная скорость шейки вала в подшипнике, *м/сек*.

Пример. Двигатель с двумя самоустанавливающимися роликовыми подшипниками, $n = 1700$ *об/мин*, диаметр шейки вала $d = 110$ *мм*, общий вес $G = 900$ *кГ*, $\mu = 0{,}0025$. При этом

$$v = \omega \frac{d}{2} = \frac{n\pi}{30} \cdot \frac{d}{2} = \frac{1700\pi \cdot 0{,}110}{60} = 9{,}8 \ м/сек;$$

$$F = G/2 = 900/2 = 450 \ кГ; \qquad P = 9{,}81 \cdot 0{,}0025 \cdot 450 \cdot 9{,}8 = 108 \ вт.$$

12-3. Подшипники скольжения

А. Подшипники скольжения горизонтальных валов. У электрических машин действующие в подшипниках силы являются неизменными по величине и направлению. Общепринятые в электромашиностроении удельные давления на поверхность составляют для горизонтальных опорных подшипников в длительном режиме работы от 8 до 25 *кГ/см*^{2} (для вертикальных подпятников до 40 *кГ/см*^{2}).

Если машины с подшипниковыми щитами снабжаются подшипниками скольжения, то корпус подшипника уже не приливается или не приваривается к подшипниковому щиту, а применяются так называемые вставные подшипники, которые крепятся к щиту (см. рис. 8-23). В этой конструкции щит может применяться по выбору для установки либо подшипников качения, либо подшипников скольжения. Неразъемные головки подшипников имеют выступ в сторону двигателя с заточкой, входящей в расточку подшипникового щита. Вкладыши подшипников часто снабжаются змеевиками для водяного охлаждения, залитыми в баббит.

При малых диаметрах подшипников в цельных головках подшипников предусматриваются неразъемные бронзовые втулки или вкладыши, залитые баббитом, а при больших диаметрах в разъемных головках располагаются вкладыши, состоящие из двух частей, залитые баббитом. Вкладыши выполняются с несущей длиной от 0,8 до 1,2 d (d — диаметр шейки вала) и устанавливаются на шаровом поясе или на относительно узкой кольцевой поверхности, так что обеспечивается возможность самоустановки вкладыша. Стояковые подшипники с вкладышами из двух частей и съемными крышками являются нормальной формой исполнения подшипников для машин больших и предельных мощностей. Только у турбогенераторов со скоростями вращения 3000 или 3600 *об/мин* и мощностями свыше 100 *Мв·а* с целью обеспечения более спокойного хода предусматриваются щитовые подшипники. У турбогенераторов с водородным охлаждением необходимость щитовых подшипников обусловливается функционально, так как корпус все равно должен выполняться взрывостойким и, таким образом, щит может одновременно осуществлять также и функцию несущего конструктивного элемента (см. также стр. 243).

Обычным способом смазки горизонтальных подшипников является барботажная смазка с помощью свободных погруженных в масло смазочных колец. Смазочные диски применяются в электромашиностроении редко и только в тех случаях, когда при возможных положениях (например, у судовых машин) можно опасаться зависания свободных колец. Если поверхность подшипника недостаточна для отвода тепла, то предусматривается циркуляционная смазка и реже водяное охлаждение посредством залитых в нижнюю половину вкладыша подшипника змеевиков, по которым протекает охлаждающая вода. Границу возможности применения кольцевой смазки можно повысить путем увеличения поверхности подшипника за счет прилитых или приваренных ребер или путем улучшения отвода тепла посредством потока воздуха, направляемого на подшипник.

При циркуляционной смазке масло используется также для более интенсивного охлаждения подшипникового узла, для чего оно направляется через предусмотренную в верхнем вкладыше канавку вокруг вала (рис. 12-8). При этом вал сам захватывает из подводимого холодного масла количество, необходимое для создания смазочной пленки, а большая часть масла служит для охлаждения вала. Высокое давление масла не может обеспечить введения большего количества масла в смазочный зазор, и в то же время при этом могут возникать трудности с уплотнением. Поэтому при циркуляционной смазке давление масла не следует повышать выше 0,5 *ати* и надо обеспечить большое поперечное сечение маслосливной трубы, которое должно быть в 4—5 раз больше сечения маслоподводящей трубы. Масло охлаждается проточной водой в особых маслоохладителях.

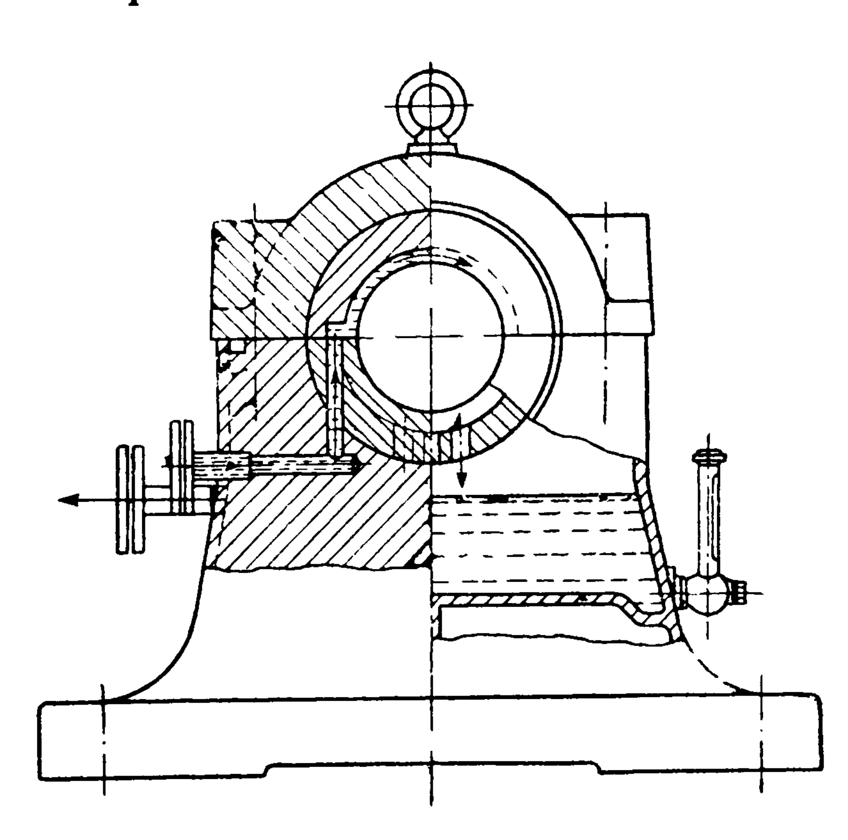


Рис. 12-8. Принцип маслоструйной смазки

В крупных подшипниках скольжения с удельным давлением на поверхность свыше 16 *кГ/см*², а также в подшипниках машин с частыми реверсами, как, например, приводных двигателей прокатных станов, предусматривается так называемая маслогидравлическая разгрузка при пуске (см. рис. 4-6, а). В процессе пуска в зону давления нижнего вкладыша подается смазочное масло под давлением от 50 до 200 *ат*, так что время работы подшипника с граничным трением сильно сокращается и, кроме того, уменьшается момент сил трения при пуске.

Если горизонтальные подшипники скольжения должны одновременно воспринимать также и аксиальные нагрузки, то к головкам небольших подшипников пристраивается дополнительный корпус с радиальным шарикоподшипником с желобчатыми канавками на кольцах. Можно также просто производить запуск при наличии несколько увеличенного буртика вала, если удельное давление на его поверхность не превышает 5 *кГ/см*². При больших аксиальных нагрузках радиальные подшипники скольжения комбинируются с односторонне или двусторонне несущими сегментными упорными подшипниками, на которых мы еще остановимся при рассмотрении вертикальных подшипников скольжения.

Большой стояковый подшипник для радиальной нагрузки 122 *Т* и аксиальной нагрузки 140 *Т* при 600 *об/мин* изображен на рис. 12-9. Упорное кольцо расположено в середине подшипника между двумя вкладышами для радиальной нагрузки. Видна выемка в верхних вкладышах подшипника, через которую протекает масло. Аксиальный подшипник выполнен в виде несущего в обоих направлениях сегментного упорного подшипника. Масло попадает через предусмотренный

во вкладышах кольцевой паз и через специальные сопла в пространство между сегментами. Вкладыши подшипника снабжены маслогидравлической разгрузкой для облегчения пуска. С целью предотвращения подшипниковых токов стояк изолирован гетинаксовой прокладкой. Крепежные болты также изолированы от стояка гетинаксовыми трубками и шайбами.

Подшипники работают в области чисто жидкостного трения. Давление, необходимое для образования непрерывной гидродинамической смазочной пленки, обладающей достаточной несущей способностью,

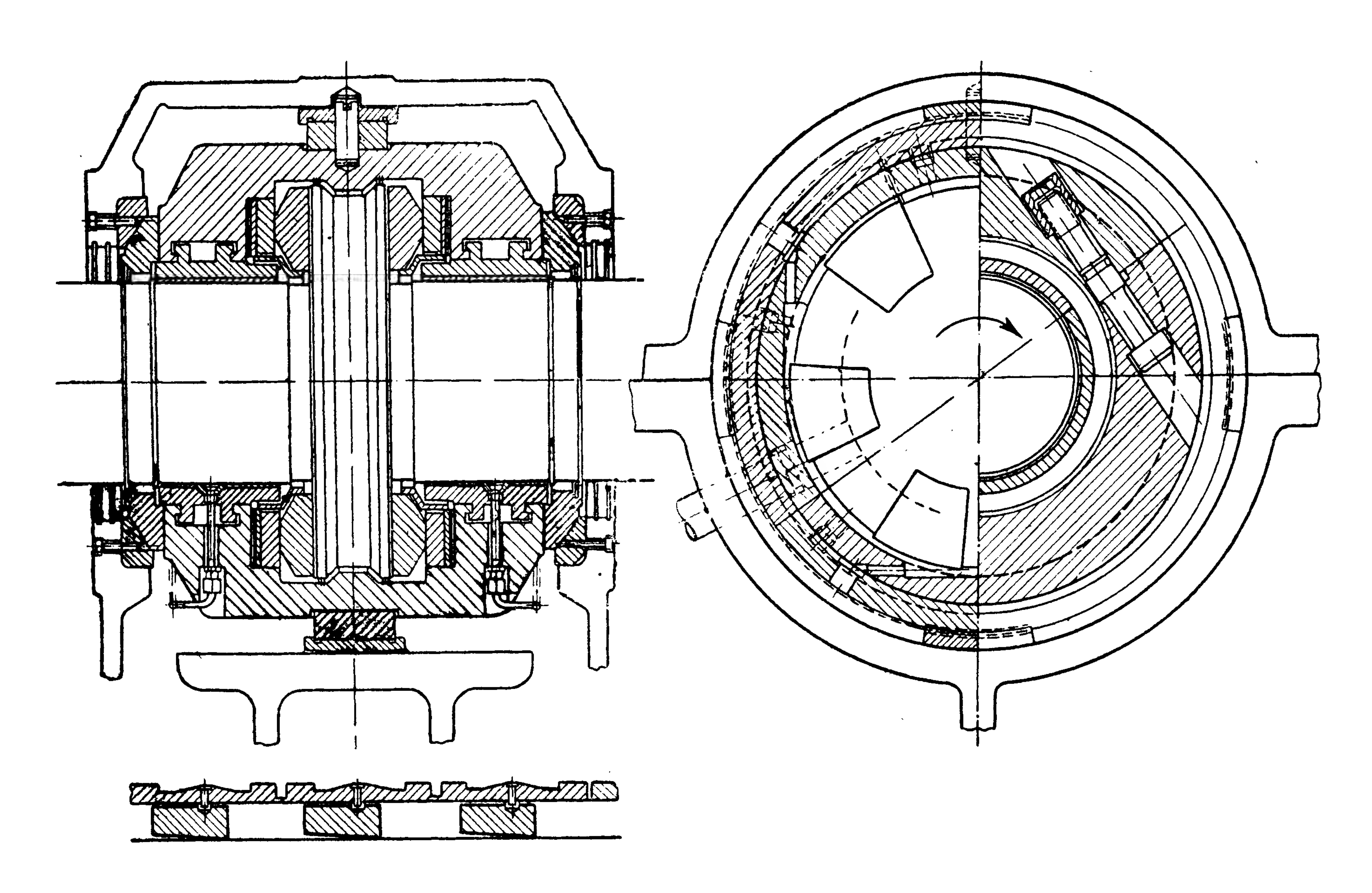


Рис. 12-9. Стояковый комбинированный радиально-упорный подшипник

создается клинообразными пусковыми скосами. Возникающий несущий масляный клин создается автоматически вследствие эксцентричного положения шейки вала в подшипнике, или же он должен создаваться принудительно с помощью конструктивных мероприятий.

Быстроходные машины с малыми нагрузками имеют малый относительный эксцентриситет в подшипниках, и для того чтобы выдерживался малый коэффициент трения, необходимо предусматривать достаточный зазор в подшипниках. При этом, однако, возникает опасность, что вал не сможет занять устойчивого положения и будет работать неспокойно (см. стр. 450). В этих случаях вместо подшипников с цилиндрической расточкой предусматривают подшипники с так называемой лимонообразной расточкой или трехповерхностные (трехклиновые) подшипники скольжения, в которых вал «зажимается» между двумя или тремя зонами давления. В подшипниках с лимонообразной расточкой, которые применяются при скоростях вращения 1500 и 3000 *об/мин*, зазор в вертикальном направлении меньше, чем

в горизонтальном, что достигается тем, что при расточке вкладышей в их горизонтальный стык закладываются прокладки, которые затем удаляются.

На рис. 12-10 изображен схематический разрез трехповерхностного подшипника. В расточке вкладышей предусмотрены три линейно скошенные клиновые поверхности, расположенные между цилиндрическими краями вкладыша. Благодаря этому затрудняется боковой сток масла. Если смотреть в окружном направлении, то за каждой клиновой поверхностью следует цилиндрическая поверхность скольжения. В состоянии покоя вал лежит на нижней цилиндрической поверхности скольжения, в которой находится также отверстие для маслогидравлической разгрузки. Масло входит в точке A в наружную кольцевую полость и попадает через три радиальных отверстия вкладыша под клиновые поверхности. Трехповерхностный подшипник скольжения работает очень устойчиво также и при небольшом эксцентриситете и в состоянии воспринимать высокие нагрузки. Такие подшипники применяются для крупных турбогенераторов со скоростями вращения 3000 и 3600 *об/мин.*

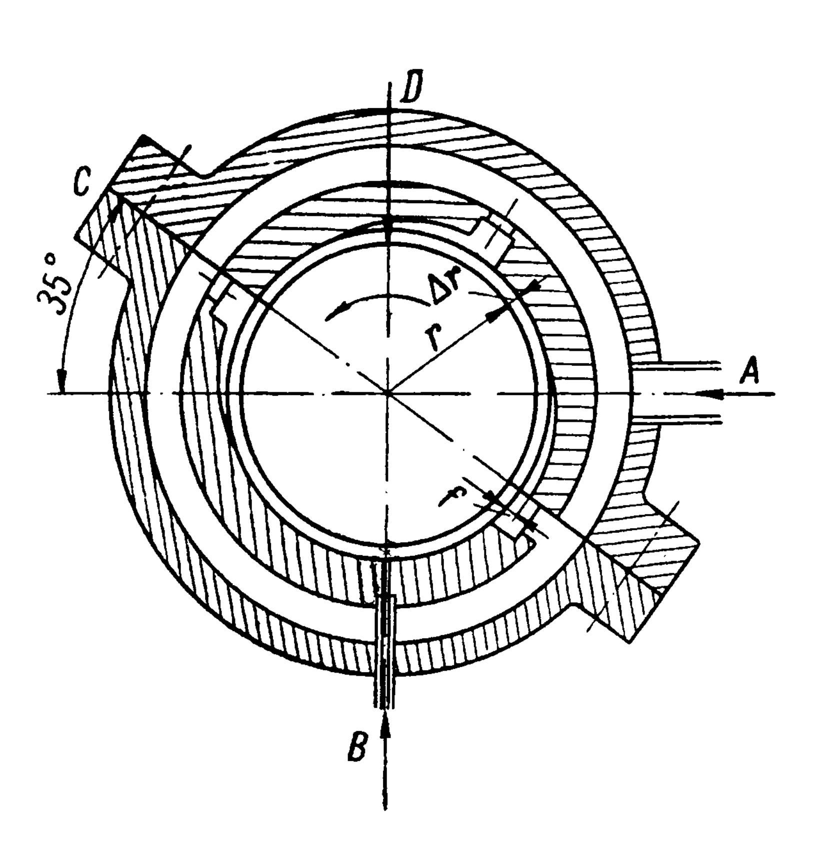


Рис. 12-10. Горизонтальный трехклиновой подшипник скольжения

A — подвод масла; B — маслогидравлическая разгрузка; C — монтажная плоскость разъема; D — нагрузка шейки вала

Уплотнение подшипников в местах выхода валов производится в зависимости от предъявляемых требований различными способами. На рис. 12-5 изображено несколько исполнений уплотнений. Во всех случаях в первую очередь стремятся к тому, чтобы предотвратить сток масла к местам уплотнения, для чего в валу вытачиваются канавки или разбрызгивающие кольца, кромки которых центрифугируют масло. В этом случае, как правило, бывает достаточно предусмотреть на тихоходных машинах дополнительно еще войлочное уплотнение или на более быстроходных машинах несколько последовательно установленных латунных маслосъемных колец. Если может ожидаться засасывание воздуха снаружи, то предусматривается камера для уравнивания давления по рис. 12-5, *е*, т. е. камера, сообщающаяся через отверстие с наружным воздухом. Еще лучше подводить в эту камеру воздух с несколько повышенным давлением, например, из полости в корпусе машины за вентилятором (см. рис. 8-26 и 12-5, *з*). При этом получается напорная камера, чем создается избыточное давление относительно внутренней части подшипника.

Б. Подшипники скольжения вертикальных валов. Средние электродвигатели и небольшие генераторы с вертикальной осью, мощностью приблизительно до 1500 *квт* и скоростью вращения до 1500 *об/мин* могут еще в большинстве случаев оборудоваться аксиальными подшип-

никами качения (подпятниками качения), так как у этих электродвигателей, связываемых упругой муфтой с рабочим механизмом, подшипник в качестве аксиальной нагрузки должен воспринимать только вес ротора.

Исключение представляют, например, электродвигатели с полым валом, которые должны приводить в движение посредством проходящих через полый вал приводных тяг насосы, расположенные глубоко в земле. В этом случае применяются сегментные подпятники (рис. 12-11).

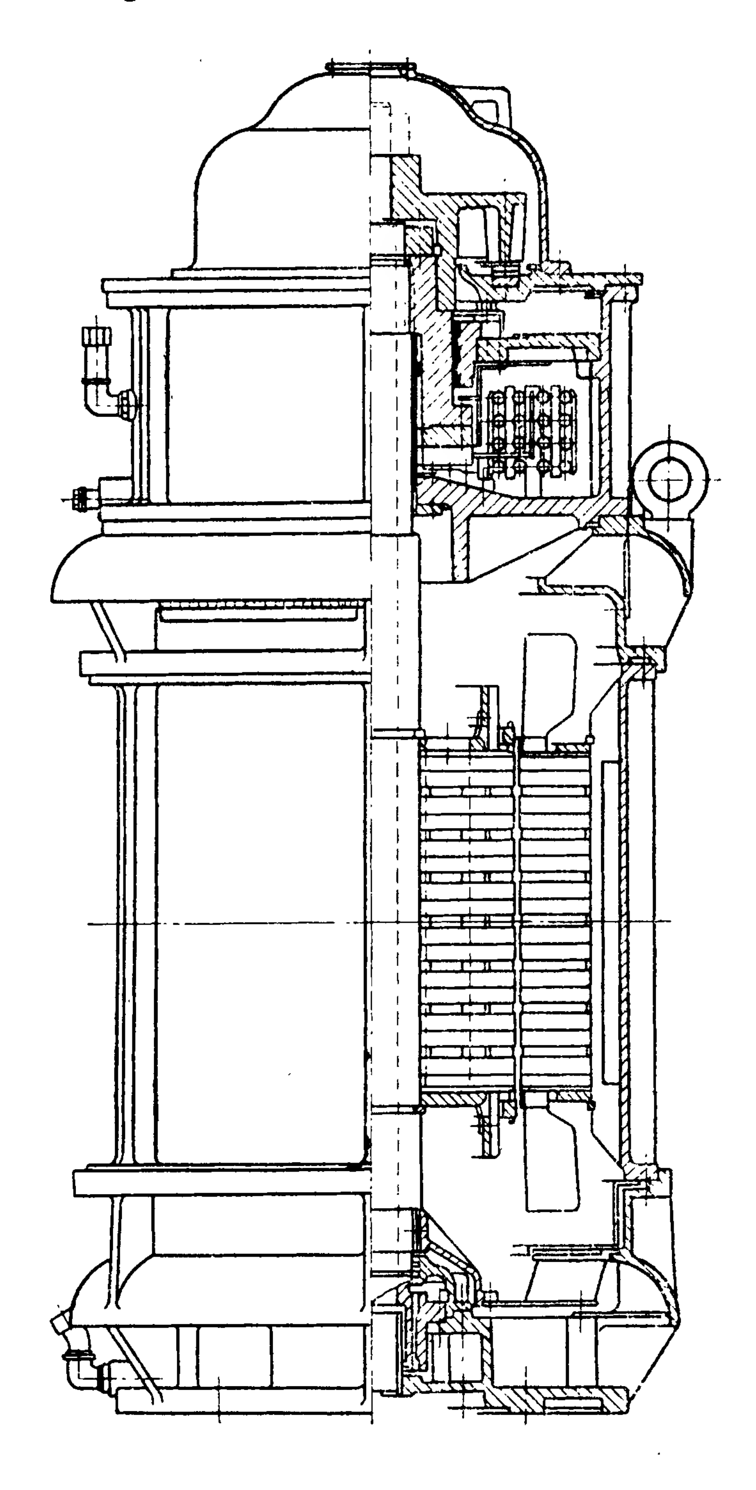


Рис. 12-11. Электродвигатель с полым валом

Все электрические машины большой мощности с вертикальным валом имеют сегментные подпятники (рис. 12-12, *а* и *б*). Главным требованием, предъявляемым к этим подпятникам, конструктивное исполнение которых может быть весьма разнообразным, является то, что нагрузка должна равномерно распределяться на все сегменты и сегменты должны занимать по возможности оптимальное наклонное положение для обеспечения клинообразного смазочного слоя. Равномерное распределение нагрузки обеспечивается симметричным исполнением несущей конструкции, а также посредством опоры несущих сегментов либо на регулируемые с помощью болтов подкладки (см. рис. 3-10), либо на упругие или пластично-упругие промежуточные элементы. Упругими промежуточными элементами могут быть винтовые или тарельчатые пружины или же несколько наложенных друг на друга слоев тонких стальных пластин, а также пружинные стопорные пластины очень высокой прочности. Пластично-упругими промежуточными элементами могут быть фибровые или пластмассовые пластины и кольца из мягкой малоуглеродистой стали, на которые опираются закаленные сегменты. Для поверхностей скольжения подпятников применяются следующие материалы:

Кольцевой диск	Сегменты
Сталь	Сталь с заливкой подшипниковым металлом (баббитом)
Перлитный чугун	Перлитный чугун
Сталь	» »

Для фиксации радиального положения вала служат направляющие подшипники, которые при больших диаметрах валов также выпол-

няются сегментными. На рис. 12-12 показана комбинированная конструкция подпятника с направляющим подшипником. Вал опирается через несущее кольцо, головку и вращающийся кольцевой диск на

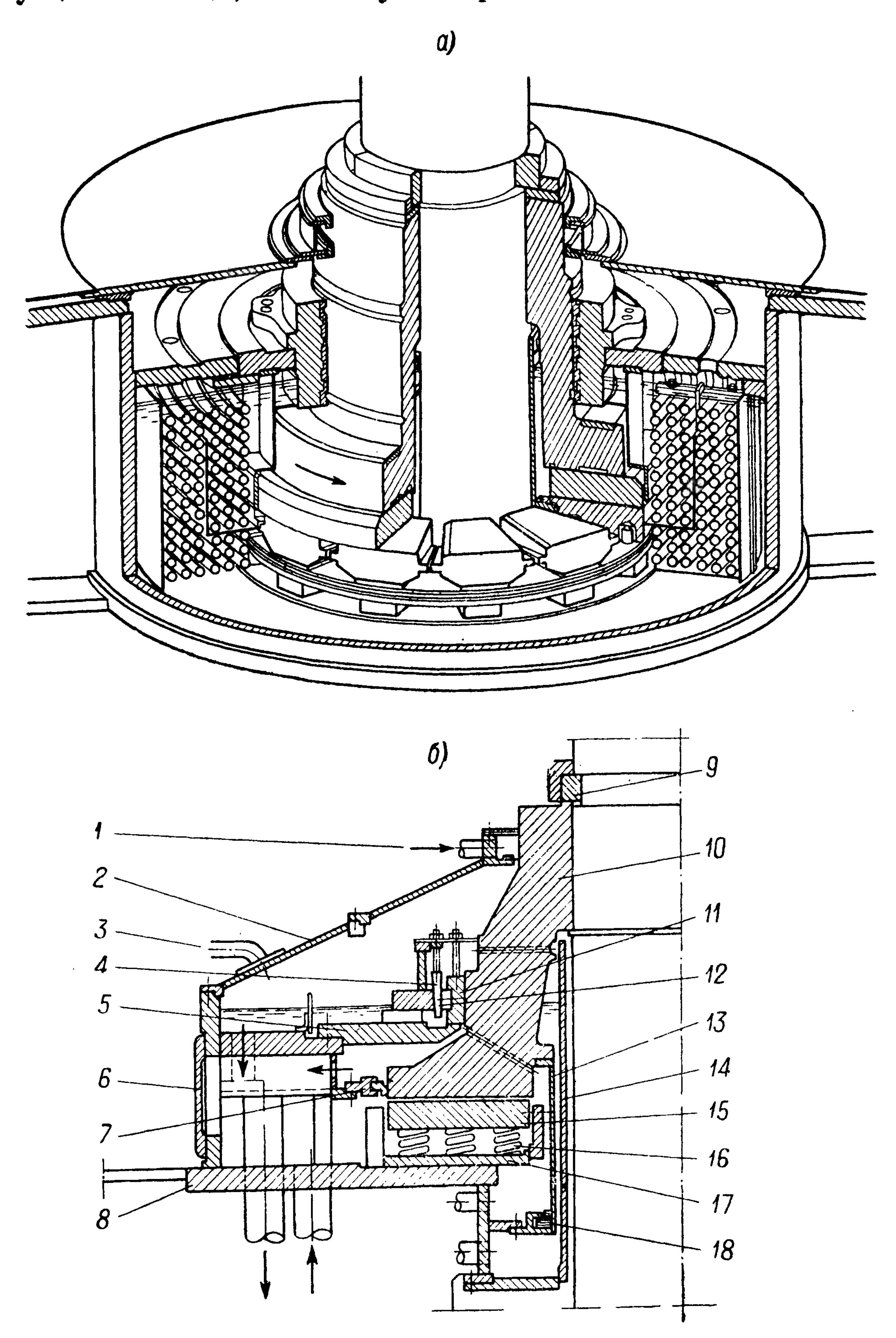


Рис. 12-12. Примеры исполнения комбинированных сегментных подпятников и направляющих подшипников

1 — сжатый воздух; *2* — крышка подшипника; *3* — отвод воздуха; *4* — клин; *5* — направляющий элемент; *6* — крышка; *7* — уплотняющее кольцо; *8* — лапы крестовины с корпусом подшипника; *9* — опорное кольцо; *10* — несущая головка; *11* — сегмент направляющего подшипника; *12* — клин; *13* — маслозащитный экран; *14* — масляный бак; *15* — сегмент подпятника; *16* — пружина подпятника; *17* — пружинный диск; *18* — масляное уплотнение

несущие сегменты[1]. Несущие сегменты покоятся на пакете калиброванных колец из тонких латунных листов, которые в сочетании с находящимися между ними масляными слоями обеспечивают равномер-

[1] На рис. 12-12, *б* кольцевой диск отсутствует.

ную нагрузку отдельных сегментов. Благодаря эксцентричной опоре сегментов облегчается их наклон, необходимый для образования клинообразного смазочного слоя. Нагретое масло отбрасывается вращающимися частями к периферии. Для малых и средних скоростей вращения опорный кольцевой диск выполняется с радиальными отверстиями; при высоких скоростях вращения достаточен «насосный» эффект вращающихся поверхностей. С помощью соответствующих направляющих пластин движущееся масло омывает все трубки встроенных змеевиков, по которым протекает охлаждающая вода причем во многих случаях охладитель не встроен внутрь подшипника а расположен снаружи (рис. 12-12, *б*). Холодное масло снова засасывается из-под сегментов во внутреннюю кольцевую полость и попадает отсюда через промежутки между сегментами в смазочный зазор. Кольцевой диск и сегменты изображенного подшипника изготовлены из литейного чугуна с перлитной структурой и работают со средним удельным давлением 37 *кГ/см*². Самосмазывающийся направляющий подшипник опирается поверхностью скольжения на несущую головку и через промежуточную пластину на корпус подпятника, который в данном случае представляет собой среднюю часть несущего моста (крестовины).

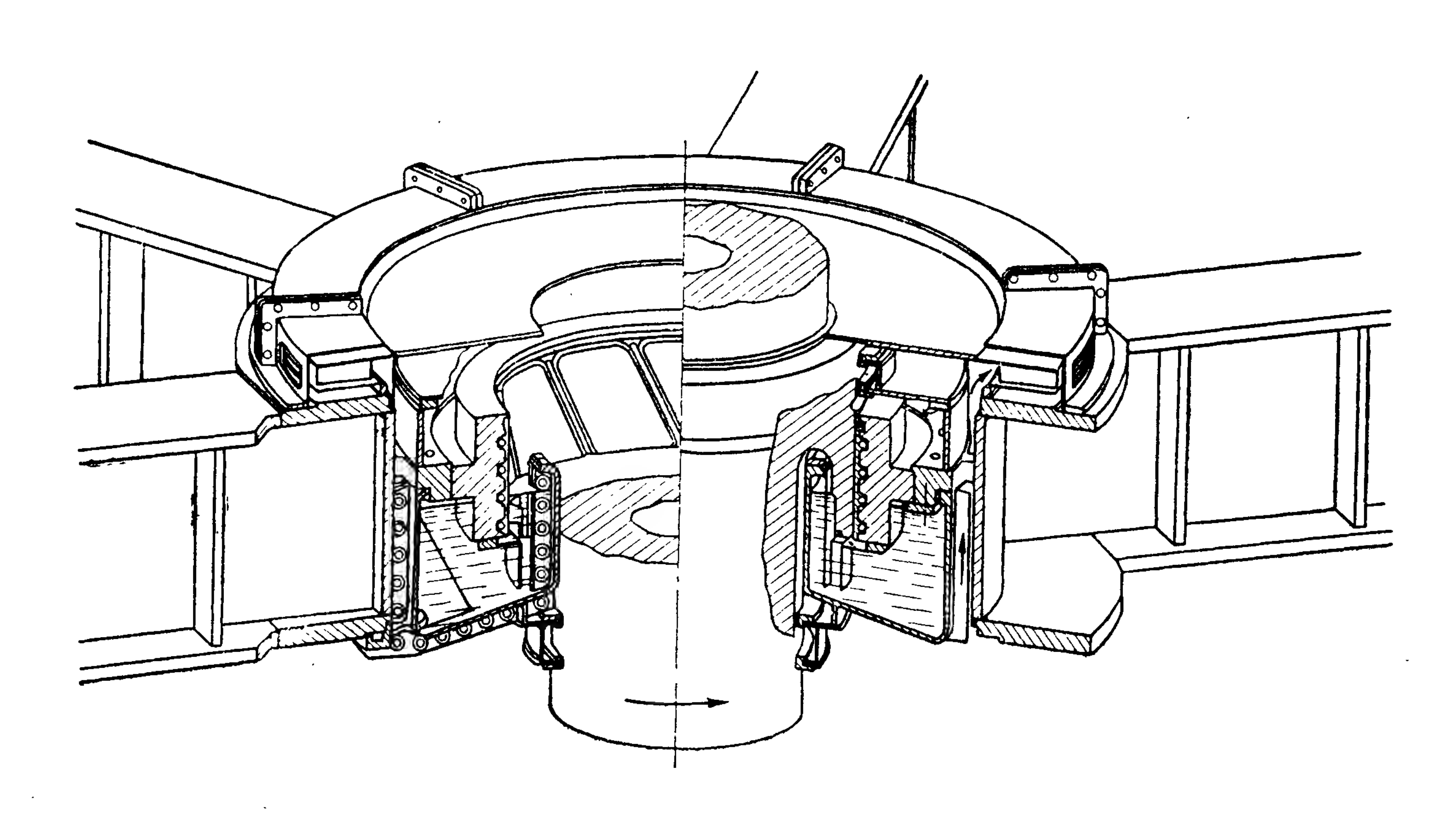


Рис. 12-13. Самосмазывающийся направляющий подшипник

Принцип действия самосмазывающегося направляющего подшипника поясняется рис. 12-13. Погруженный нижней частью в масло на одну треть своей высоты вкладыш направляющего подшипника имеет проходящие наискось вверх в направлении вращения пазы, по которым вращающийся откованный вместе с валом кольцевой диск подает масло в верхний кольцевой паз. Избыток масла может стекать через выходные отверстия кольцевого паза. Здесь в масляном горшке также предусмотрены направляющие пластины, которые предотвращают слишком сильное движение масла, вызываемое вращающимися частями, а также его вспенивание. Вкладыш подшипника имеет залитые охлаждающие змеевики, по которым протекает вода.

Размеры сегментов подпятников для очень высоких нагрузок могут быть весьма большими. Для того чтобы выдерживать в допустимых пределах прогиб сегментов, их надо выполнять относительно толстыми. В заводских условиях возможная точность обработки плоских поверхностей с увеличением размеров сегментов оказывается уже недостаточной для того, чтобы создающаяся при работе подпятника толщина смазочного слоя могла надежно предотвращать соприкосновение рабочих поверхностей. В этих случаях целесообразно применять подпятник с двумя рядами сегментов по рис. 12-14, расположенных концентрично. Каждая радиальная пара сегментов опирается на общую балку, опертую посередине таким образом, что нагрузка распределяется на оба сегмента равномерно.

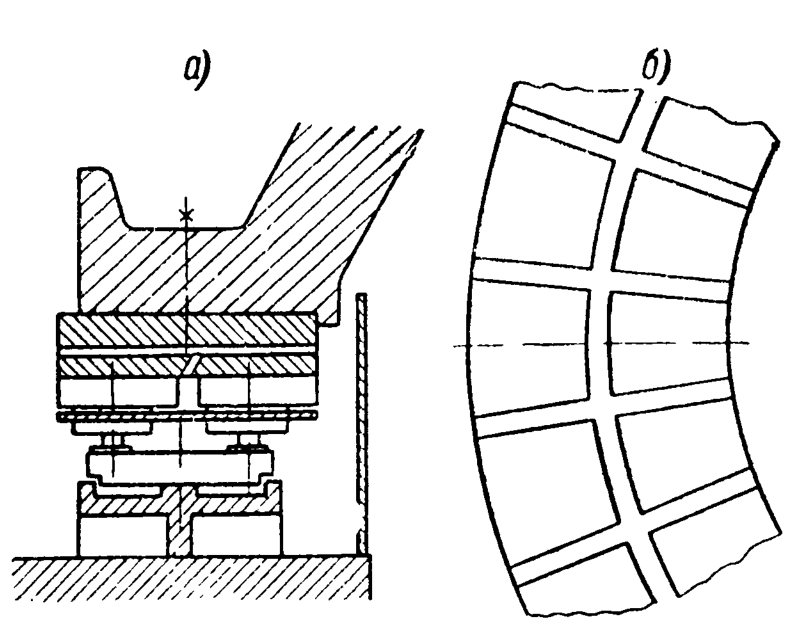


Рис. 12-14. Принцип конструктивного исполнения сегментного подпятника с двумя концентричными рядами сегментов: *а* — сечение; *б* — вид сверху на сегменты

За последние десятилетия в развитии гидрогенераторостроения появилась тенденция уменьшать конструктивную высоту машин, что оказало влияние как на конструкцию, так и на расположение подшипников. Подпятник располагается в отдельном корпусе только у небольших машин с малой высотой несущей крестовины. У больших генераторов подпятник встраивается в выполненную в виде корпуса подпятника среднюю часть несущей крестовины, чем достигается выигрыш в высоте, равный почти всей конструктивной высоте подпятника.

На рис. 3-16 показаны наиболее часто применяемые расположения подшипников. При классической форме конструктивного исполнения подпятник и направляющий подшипник расположены над ротором генератора или на верхней несущей крестовине (см. рис. 3-6, 3-7, 3-9). Более благоприятным в отношении передачи нагрузки на подшипник и фундамент является расположение комбинированных подпятников и направляющих подшипников под ротором в нижней крестовине или на крышке турбины, причем в этом случае вал должен направляться вторым направляющим подшипником, установленным в верхней крестовине. В определенном диапазоне мощностей и скоростей вращения ротор генератора может устанавливаться без расположенного над ним направляющего подшипника. Такие так называемые зонтичные типы показаны на рис. 3-8 и 3-10.

Постоянно возрастающие требования электростанций в отношении высоких к. п. д. генераторов обусловили стремление снизить потери в подпятниках. У генератора мощностью 50 *Мвт* при полной нагрузке доля потерь в подпятнике составляет приблизительно 0,5%, т. е. 250 *квт*; это уже такая величина, снижение которой, безусловно, представляет интерес. Для этого имеются две возможности, которые, однако, еще полностью находятся в стадии проработок, а именно — магнитная разгрузка подпятников и применение гидростатических подшипников.

При магнитной разгрузке подпятника тяговое усилие электромагнита противодействует весу ротора, разгружая подпятник[1]. Если рассчитать подъемную силу магнита таким образом, чтобы разгрузка была полной и ротор не давил на несущие сегменты, то для поддержки ротора будет достаточно контрпяты. При частичной разгрузке потери снижаются не пропорционально уменьшению нагрузки, а только пропорционально квадратному корню из ее величины.

Если ротор при полной разгрузке, но при обычном удельном давлении на поверхность [2] запускается на контрпяте и если путем соответствующего регулирования обеспечить постоянство этой нагрузки независимо от давления воды, то потери от трения при работе без магнитной разгрузки относятся к потерям от трения при работе с магнитной разгрузкой, как главная нагрузка на подпятник к нагрузке контрпяты.

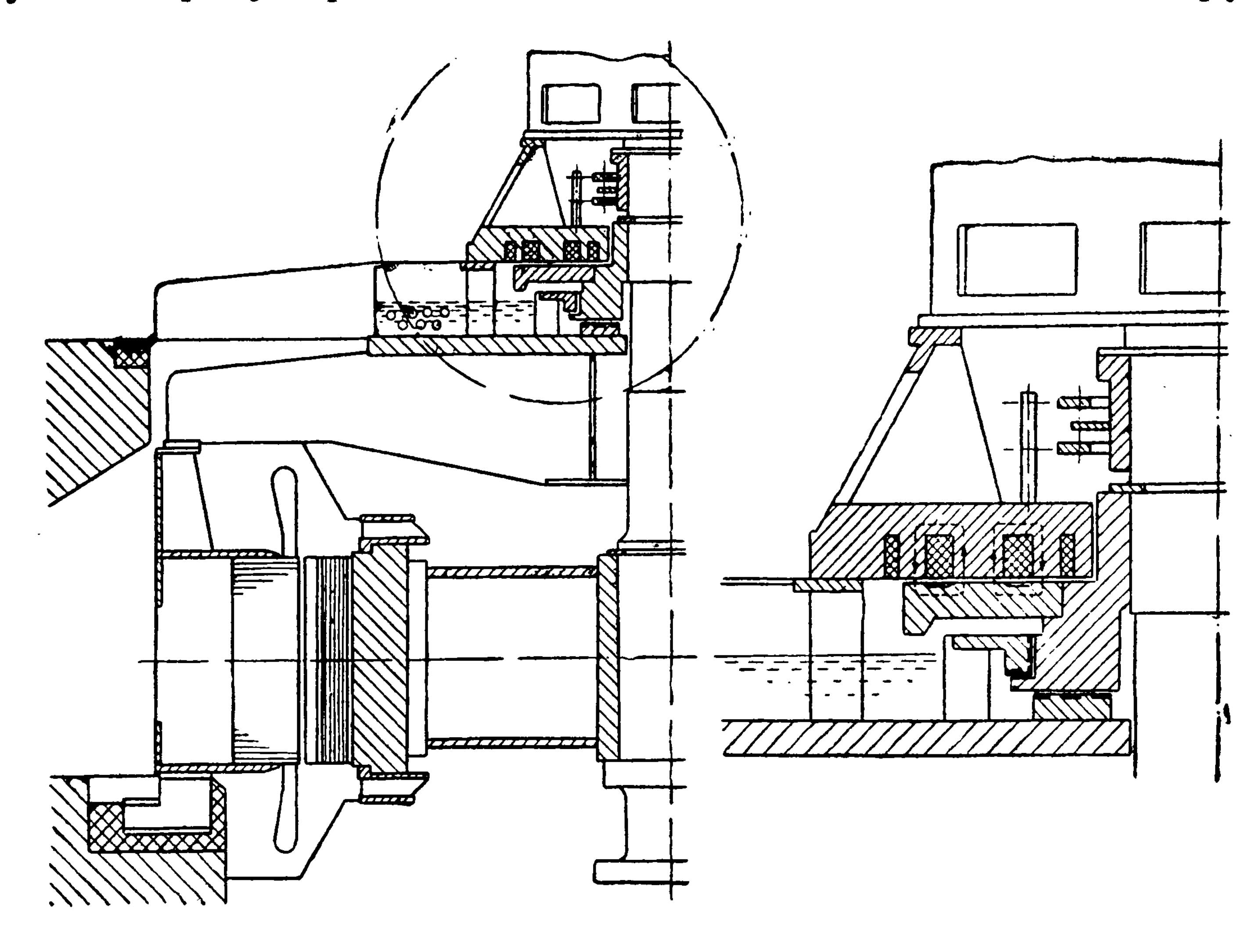


Рис. 12-15. Подпятник с магнитной разгрузкой

На рис. 12-15 показано устройство магнитной разгрузки подпятника с контрпятой. Контрпята образуется рядом качающихся сегментов на нижней стороне вкладыша направляющего подшипника. В несущую крестовину встроен магнитопровод с обмоткой возбуждения. Поток замыкается через вращающийся диск ротора. Видная снаружи компенсационная обмотка должна предотвращать замыкание через вал дополнительных потоков рассеяния. Нагрузка на контрпяте может поддерживаться постоянной, например, с помощью магнитоупругих датчиков давления, и при изменениях величины упора воды и составлять несколько тонн. Потери на возбуждение магнита имеют величину порядка 30 *вт* на 1 *Т* подъемной силы магнита.

[1] Tittel J. Magnetische Entlastung der Spur- und Traglager bei Vertikalmaschinen. ETZ-A, 86, 1965, 10.

[2] Потери на трение уменьшаются с повышением удельного давления на поверхность.

У гидростатического подшипника в отличие от подшипников с гидродинамической смазкой, в которых необходимое для поддержания весовой нагрузки давление смазочной среды создается движением вала, смазочная жидкость нагнетается особым насосом в пространство между поверхностями скольжения с таким высоким давлением, что они не могут соприкасаться между собой. Если не учитывать необходимости применения высоконапорного насоса для создания нужного высокого давления около 200 $кГ/см^2$, то гидростатический подшипник имеет следующие преимущества:

1) меньшая мощность трения;

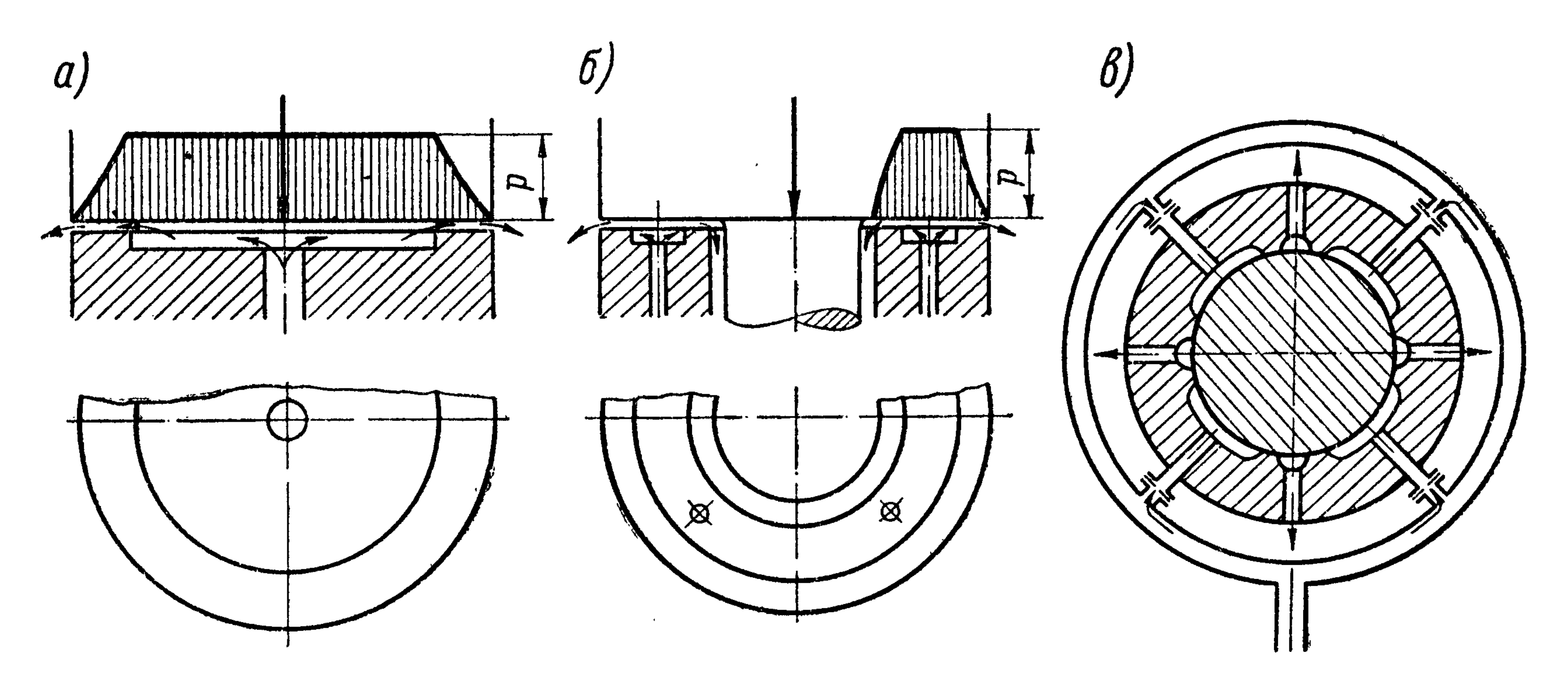


Рис. 12-16. Гидростатические подшипники (схематическое изображение): *а* — простой подпятник; *б* — кольцевой подпятник; *в* — радиальный направляющий подшипник

2) отсутствие касания твердых тел также и при пуске и выбеге, т. е. меньший начальный вращающий момент при пуске и полное предотвращение износа;

3) больший расход масла и поэтому лучший отвод тепла.

Меньшая мощность трения обусловливает, несмотря на дополнительную затрату мощности на привод насоса высокого давления, значительное снижение общих потерь в подшипнике сравнительно с подшипником с клиновидным масляным слоем.

На рис. 12-16, *а* и *б* приведены эскизы двух аксиальных гидростатических подшипников. Кольцевой подшипник по рис. 12-16, *б* пригоден для крупных машин. Гидростатический принцип может быть также применен и к радиальным подшипникам, как это показано на рис. 12-16, *в*.

В. Потери в подшипниках скольжения. *Чисто направляющие подшипники без нагрузки.* Необходимо отводить только тепло, возникающее от трения вследствие вязкости смазывающего агента:

$$P = 1,5 \left(\frac{n}{1000}\right)^2 \frac{d^3 l \eta}{h}, \qquad (12\text{-}2)$$

где P — мощность потерь, *квт*; n — скорость вращения, *об/мин*; d — длина подшипника, *см*; h — толщина слоя смазки, *мк* (1/1000 *мм*), η — динамическая вязкость, $кГ \cdot сек/м^2$.

Пример: $d = 50$ *см*, $l = 25$ *см*, $n = 500$ *об/мин*, $h = 380$ *мк*, $\eta = 0{,}0014$ *кГ·сек/м²*,

$$P = 1{,}5\left(\frac{500}{1000}\right)^2 \frac{50^3 \cdot 25 \cdot 0{,}0014}{380} = 4{,}3 \text{ квт}.$$

Горизонтальные подшипники. Нижеследующая формула хорошо зарекомендовала себя для средних и крупных машин[1]:

$$P = 4{,}95 \cdot 10^{-8} d^2 l \sqrt{p\eta n^3}, \qquad (12\text{-}3)$$

где P — потери в подшипнике, *квт*; d — диаметр подшипника, *см*; l — длина подшипника, *см*; n — скорость вращения, *об/мин*; $p = F/d \cdot l$ — удельная нагрузка на подшипник, *кГ/см²*; η — динамическая вязкость, *кГ·сек/м²*.

В табл. 12-3 приведены численные значения потерь для подшипников с постоянными $p = 10$ *кГ/см²*, $\eta = 0{,}003$ *кГ·сек/м²* и $l/d = 1{,}2$.

Таблица 12-3. Потери в горизонтальных подшипниках с постоянной удельной нагрузкой (*квт*)

Диаметр шейки вала d, *см*	Нагрузка на подшипник F, *Т*	Скорость вращения n, *об/мин*						
		100	500	750	1000	1500	3000	3600
10	1,2	—	0,12	0,2	0,3	0,6	1,7	2,2
20	4,8	0,08	0,9	1,7	2,6	5	14	18
30	10,8	0,28	3,1	5,7	8,8	15	46	60
40	19,2	0,66	7,4	14	21	38	108	142
50	30,0	1,29	14,4	26	41	75	211	276
60	43,2	2,24	24,8	46	70	129	—	—

Сегментные упорные подшипники (*подпятники*). Несущая поверхность расположена перпендикулярно к оси вала. У таких подшипников потери в подшипнике зависят от числа и геометрической формы отдельных сегментов и конструкции опор. Для нормальных условий и кругового расположения сегментов может быть рекомендована следующая приближенная формула:

$$P = cD^2 \sqrt{A} \sqrt{p\eta n^3} = cD^2 \sqrt{F\eta n^3}, \qquad (12\text{-}4)$$

где P — потери в подшипнике, *квт*; D — наружный диаметр, *см*; A — несущая поверхность подшипника, *см²*; p — удельная нагрузка на подшипник, *кГ/см²*; F — нагрузка на подшипник, *кГ*; η — динамическая вязкость, *кГ·сек/м²*; n — скорость вращения, *об/мин*.

Коэффициент c может определяться из табл. 12-4 для различных чисел сегментов и отношений диаметров. В табл. 12-5 приведены и численные значения потерь для упорных подшипников с 12 сегментами и постоянными $p = 40$ *кГ/см²*, $\eta = 0{,}003$ *кГ·сек/м²* и $d/D = 0{,}5$.

[1] При больших диаметрах вала (приблизительно $d > 50$ *см*) применяются сегментные подшипники с подвижными сегментами и несущими поверхностями, параллельными оси вала, которые обеспечивают значительное снижение потерь.

Таблица 12-4. **Коэффициент *c* для сегментных подшипников**

Отношение внутреннего диаметра подшипника *d* к наружному *D*	Число сегментов						
	8	10	12	14	16	18	
0,5	2,96	3,05	3,18	3,31	3,44	3,59	Множитель $\times 10^{-8}$
0,6	—	3,27	3,33	3,43	3,53	3,62	

Таблица 12-5. **Потери в сегментных подшипниках с постоянной удельной нагрузкой (*квт*)**

Наружный диаметр подшипника, *D*, *см*	Нагрузка на подшипник *F*, *T*	Скорость вращения *n*, *об/мин*					
		100	150	300	500	750	1000
20	5,7	0,05	0,10	0,27	0,6	1,1	1,7
40	24,9	0,44	0,81	2,3	4,9	9,0	14
60	59,4	1,53	2,8	7,9	17	31	48
80	110	3,7	6,8	19	41	76	117
100	178	7,4	14	38	82	151	233
120	263	13	24	67	144	264	407
140	364	21	38	107	230	422	651
160	479	31	56	159	343	630	970

12-4. Подшипниковые токи

Предотвращению возникновения вредного действия подшипниковых токов следует уделять особое внимание. Подшипниковые токи возникают в электрических машинах вследствие колебаний магнитного потока, вызываемых асимметриями магнитной цепи различных пар полюсов машины (например, неодинаковость воздушных зазоров, наличие стыков в сердечнике статора и т. п.). Поток, замыкающийся по полюсам синхронной машины, меняет свою величину при вращении индуктора в зависимости от того, замыкается ли он через неподразделенный участок статора или через стык с более высоким магнитным сопротивлением. Напряжение, индуктируемое в валу изменением потока, создает ток в осевом направлении, который замыкается через подшипники и фундаментную плиту. При этом ток проходит через поверхности скользящих или катящихся друг по другу частей подшипников и вызывает их разрушение. Для предотвращения подшипнико-

вых токов отдельные подшипники изолируются. Можно также предусматривать так называемые заземляющие щетки, которые скользят по валу, отводят ток и шунтируют подшипники. На рис. 12-17, *а* и *б* показан путь подшипниковых токов и места, которые обычно изолируются.

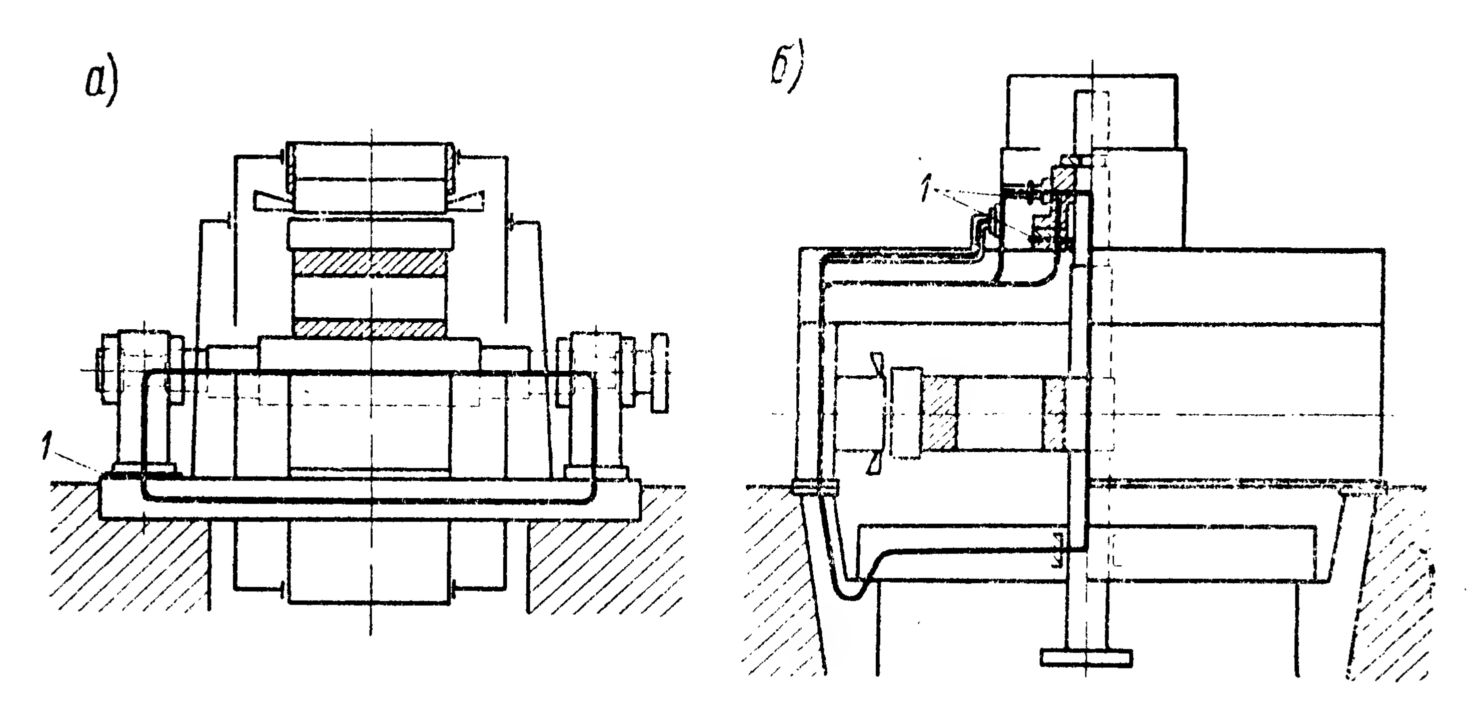


Рис. 12-17. Схема путей подшипниковых токов: *а* — машина со стояковыми подшипниками; *б* — вертикальный генератор трехфазного тока

1 — места изоляции

Однако подшипниковые токи могут возникать и вследствие униполярного потока, который образуется в результате осевого намагничивания вала и проходит через подшипниковую опору. Силовые линии, входящие в вал радиально по всей его окружности, индуктируют напряжение, так что внутри подшипника по его рабочей поверхности замыкается электрический контур. Такие подшипниковые токи можно предотвращать путем ослабления нежелательного униполярного потока за счет применения немагнитных материалов.

Глава тринадцатая

АМОРТИЗАЦИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

13-1. Общий случай

Амортизированная установка электрических машин позволяет уменьшить распространение в окружающую среду вибраций, вызывающих помехи. Очаг помех должен быть по возможности локализован. В крупных машинах передаваемые через подшипники или через статор периодические силы могут приводить к повреждению фундамента и к сокращению срока службы машины. У малых машин эти силы, как правило, незначительны, однако вибрации часто могут быть источником распространения беспокоящего шума. Разумеется, в первую очередь следует стремиться устранить причину помех и как можно лучше отбалансировать машину. Однако существуют случаи, когда это оказывается невозможным. Так, например, однофазные машины

для железнодорожной тяги[1] отдают свою мощность в пульсирующем режиме. Между ротором и статором возникают периодически изменяющиеся во времени вращающие моменты, которые должны передаваться через статор на фундамент. Амортизированная установка статора позволяет ограничить воздействие передаваемых сил. Эффективность этой меры, зависит с одной стороны, от изменения во времени первоначального возбуждения колебаний, а с другой стороны, от правильного выбора амортизирующих прокладок, причем последние могут оказывать весьма значительное влияние.

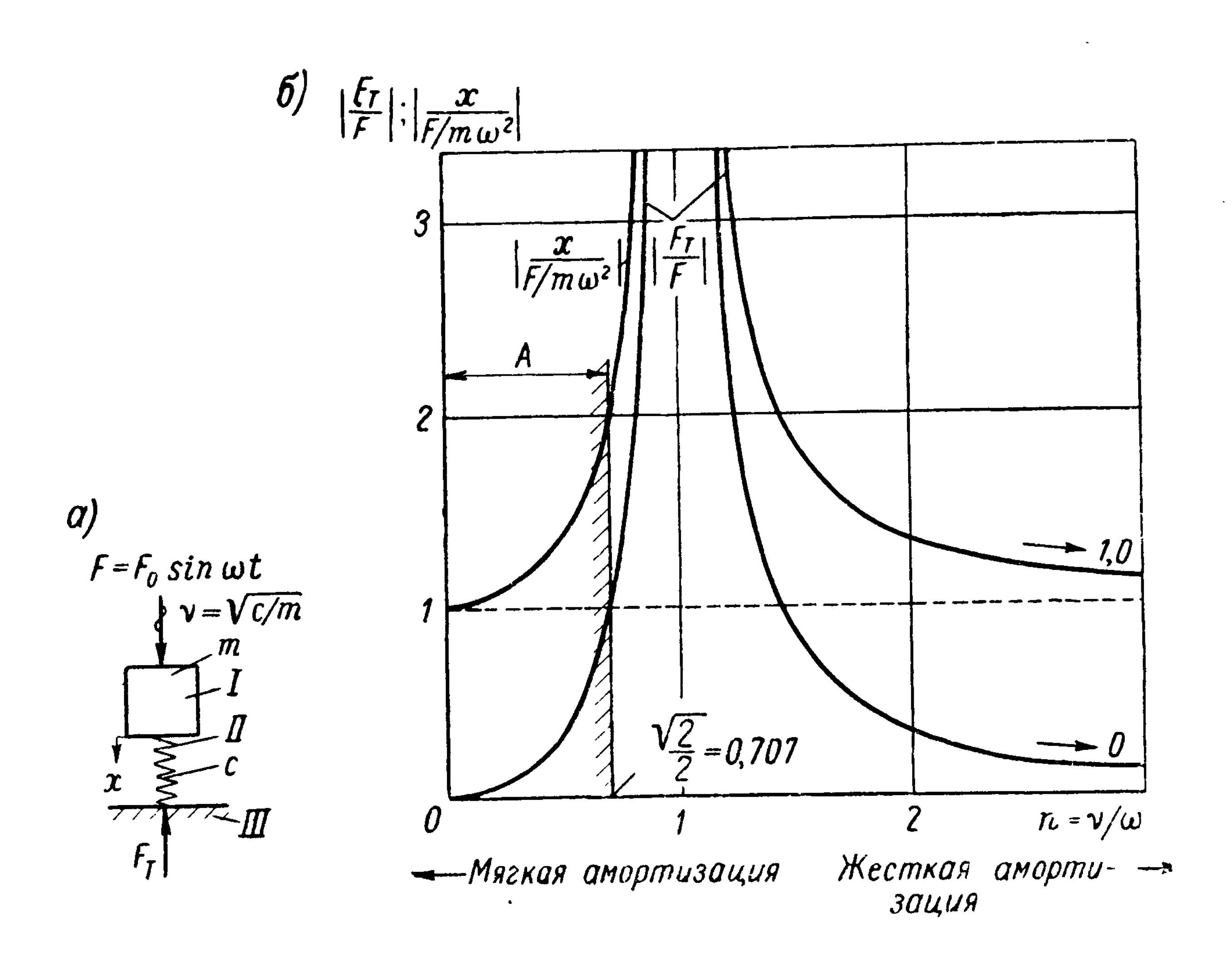


Рис. 13-1. Механическая изоляция: *а* — модель; *б* — $F_T/F = n^2/(n^2-1)$ — передаточная функция сил; $\frac{x}{F/m\omega^2} = \frac{1}{n^2-1}$ — передаточная функция амплитуд

А — диапазон эффективной изоляции; ν — собственная круговая частота модели

При более тщательном рассмотрении оказывается, что собственная частота статора на фундаменте должна быть ниже частот возбуждающих сил. Для того чтобы получить общее представление об этом вопросе, рассмотрим простейшую колебательную систему (рис. 13-1, *а*), состоящую из массы m в виде статора *I*, который через пружину *II* с коэффициентом жесткости c покоится на фундаменте *III*. Пусть на статор периодически действует сила $F(t) = F_0 \sin \omega t$, вызываемая каким-либо небалансом. Условие динамического равновесия системы вытекает из известного дифференциального уравнения колебаний

$$m\ddot{x} + cx = F(t), \; F(t) = F_0 \sin \omega t, \tag{13-1}$$

[1] Müllner F. Einphasengeneratoren für Bahnstrom. El. Bahnen 23. 1952, 9.

где x — перемещение статора. Оно имеет, как известно, неоднородное решение

$$x(t) = \frac{F_0 \sin \omega t}{c - m\omega^2} = \frac{F_0 \sin \omega t}{m\left(\frac{c}{m} - \omega^2\right)} = \frac{F_0 \sin \omega t}{m(\nu^2 - \omega^2)}, \quad \nu = \sqrt{\frac{c}{m}} \qquad (13\text{-}2a)$$

в виде выражения для колебания, вызванного возбуждающей силой $F(t)$. Резонанс возникает при $\omega = \nu$, причем ν означает собственную круговую частоту системы. С отношением собственной частоты к возбуждающей частоте $n = \nu/\omega$ уравнение (13-2а) принимает следующий вид:

$$x(t) = x_0 \sin \omega t, \quad x_0 = \frac{F_0}{m\omega^2} \cdot \frac{1}{n^2 - 1}, \quad n = \frac{\nu}{\omega}. \qquad (13\text{-}2б)$$

Абсолютная величина множителя $1/(n^2-1)$ приведена на рис. 13-1 в зависимости от n.

Реакция фундамента F_T определяется путем умножения величины перемещения на коэффициент жесткости c. При этом будет $F_T = cx$. Если сравнить эту силу с $F = F_0 \sin \omega t$, т. е. с той силой, которая имела бы место, если бы статор был жестко связан с фундаментом или, иными словами, с той силой, которая передавалась бы на фундамент, если бы не было амортизации, то независимое от времени отношение

$$\frac{F_T}{F} = \frac{cx(t)}{F_0 \sin \omega t} = \frac{\nu^2}{\nu^2 - \omega^2} = \frac{n^2}{n^2 - 1} \qquad (13\text{-}3)$$

можно рассматривать как эффективность механического изолятора и его можно назвать передаточной функцией сил. Абсолютные величины этого выражения представлены графически на рис. 13-1, *б*. Нетрудно убедиться, что эффективная изоляция фундамента может ожидаться только на заштрихованном участке, т. е. при глубокой настройке, так что только здесь сила, воспринимаемая фундаментом с пружиной, меньше, чем без пружины, и тем самым обеспечивается ожидаемое действие амортизации. Поэтому для эффективного действия амортизации рассматриваемой системы следует требовать выполнения неравенства

$$\nu = \sqrt{c/m} < 0{,}707\omega. \qquad (13\text{-}4)$$

Способ изображения передаточной функции по рис. 13-1 имеет тот недостаток, что диапазон эффективной амортизации занимает только сильно ограниченный участок по оси абсцисс. Этот диапазон можно расширить путем того, что на ось абсцисс наносится обратная величина от $n = \nu/\omega$, т. е. отношение ω/ν или так называемая настройка. Это приводит к изображению на рис. 13-2, на котором дополнительное влияние демпфирующей силы $d\dot{x}$, пропорциональной скорости, выражается параметром $D = d/2\sqrt{cm}$ — так называемым масштабом демпфирования по Леру (Lehr).[1] Из рис. 13-2 видно, что, во-

[1] При демпфировании, пропорциональном скорости, дифференциальное уравнение (13-1) принимает вид: $m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = F(t)$.

первых, демпфирование не оказывает влияния на диапазон эффективной изоляции — все кривые различного демпфирования D проходят для $\omega/\nu = 2/\sqrt{2} = \sqrt{2}$ через одну и ту же точку, а во-вторых, что демпфирование в эффективном диапазоне изоляции для каждого

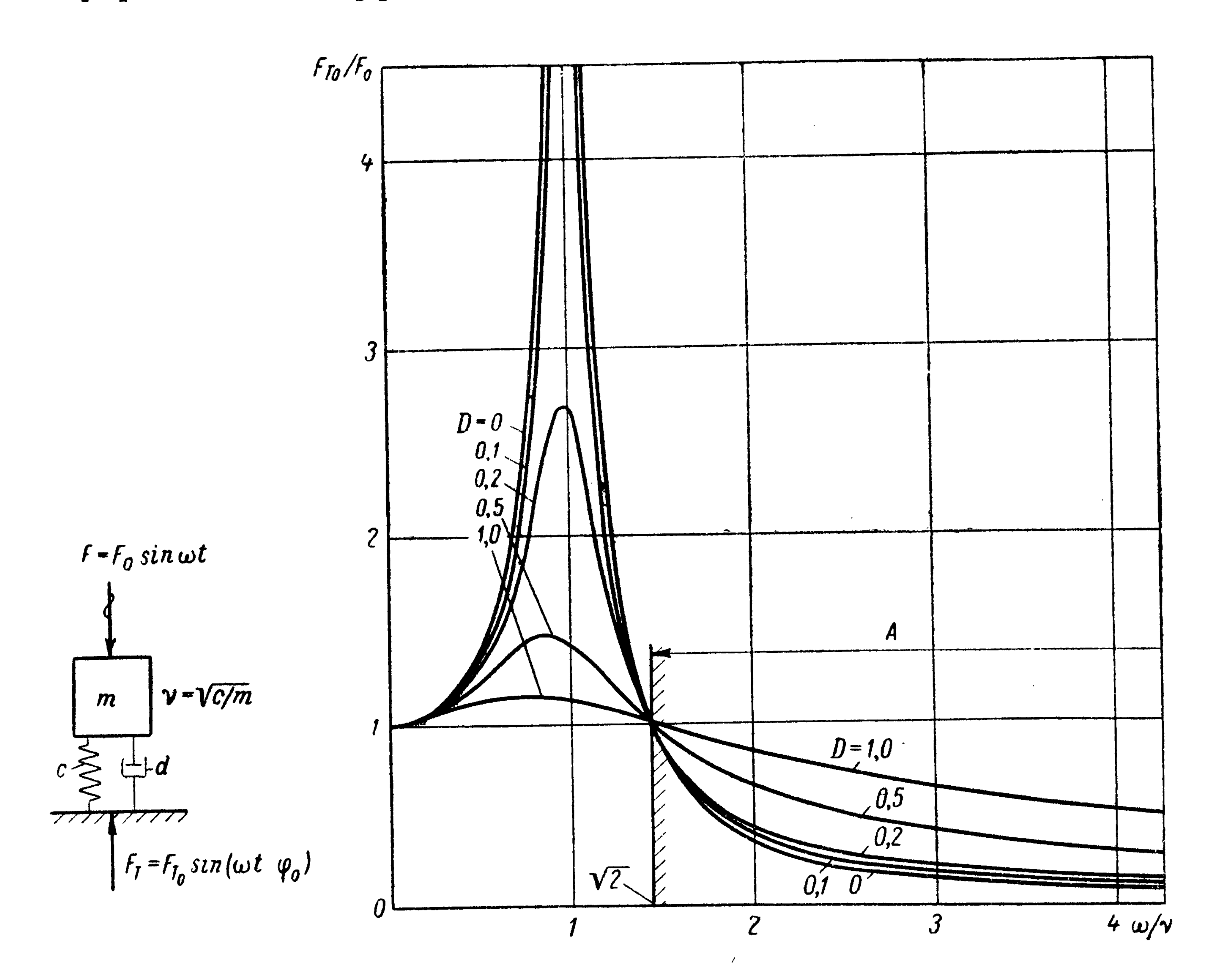


Рис. 13-2. Влияние демпфирования на механическую изоляцию

F_{T_0}/F_0 — передаточная функция сил; A — диапазон эффективной изоляции; $D = d/2\sqrt{cm}$ — масштаб демпфирования по Леру (Lehr); ν — собственная круговая частота недемпфированной ($d = 0$) модели

$D > 0$ имеет следствием повышенные реакции фундамента. Отсюда следует, что пропорциональное скорости демпфирование нежелательно для механической изоляции.

13-2. Установившийся режим работы машины с пульсирующим вращающим моментом (однофазные машины)

Условия устойчивой работы машины с пульсирующим вращающим моментом в принципе аналогичны изложенным в § 13-1. На рис. 13-3 схематически показан статор однофазной машины, например тягового генератора $16^2/_3$ *гц*, который с обеих сторон установлен на пружинах. Обозначим полярный момент инерции массы (см. стр. 412) через Θ, односторонний коэффициент жесткости через c и расстояние между пружинами через $2R$. Из условия динамического равновесия получаем дифференциальное уравнение движения. Если обозначить угол

поворота статора через φ и одностороннее удлинение пружины через x, то вращающий момент инерции массы будет выражаться через $M_T = \Theta\ddot{\varphi}$, а упругий возвращающий момент — через $M_F = 2F_T R$, причем $F_T = cx$ означает одностороннюю упругую возвращающую силу. Сила F_T передается непосредственно на фундамент, так что ее можно также называть реакцией фундамента. Из геометрии рис. 13-3, *б* необходимо установить еще зависимость $x = \varphi R$ для малых углов поворота φ. При этом равновесие моментов дает в качестве единственного условия равновесия $M_T + M_F = M(t)$, где через $M(t)$ обозначен внешний момент, действующий на статор. При этом получается следующее дифференциальное уравнение колебаний:

$$\Theta\ddot{\varphi} + 2cR^2\varphi = M(t)$$

или

$$\ddot{\varphi} + \nu^2\varphi = M(t)/\Theta,$$

$$\nu = \sqrt{2cR^2/\Theta}. \quad (13\text{-}5)$$

Рис. 13-3. Система амортизированного статора

Механический вращающий момент однофазной машины задается выражением [1]

$$\overline{M} - M_0 \cos(2\omega t - \varphi_e) = M(t). \quad (13\text{-}6)$$

Оно состоит из постоянного во времени вращающего момента $\overline{M}$ и переменного с двойной частотой сети вращающего момента с амплитудой M_0:

$$\overline{M} = 97\,400 UI \cos\varphi/n; \quad M_0 = 97\,400 UI/n,$$

где $\overline{M}$, M_0 — в *кГ/см*; UI — в *ква*; n — в *об/мин* (см. стр. 18).

С учетом выражения (13-6) дифференциальное уравнение (13-5) имеет явное решение. Нас интересуют только вынужденные колебания $M(t)$, решение [2] для которых имеет вид:

$$\varphi(t) = \frac{\overline{M}}{2cR} - \frac{M_0 \cos(2\omega t - \varphi_e)}{\Theta[\nu^2 - (2\omega)^2]} = \overline{\varphi} - \frac{M_0 \cos(2\omega t - \varphi_e)}{(2\omega)^2\Theta\left(n_2^2 - 1\right)}, \quad (13\text{-}7)$$

$$n_2 = \frac{\nu}{2\omega},$$

в чем можно убедиться путем подстановки значения φ в уравнение (13-5). Решение, так же как выражение для $M(t)$, состоит из постоянного во времени члена $\overline{\varphi} = \overline{M}/2cR^2$, обусловливаемого $\overline{M}$, и члена,

[1] Напряжение $u = U\sqrt{2}\sin\omega t$; ток $i = I\sqrt{2}\sin(\omega t - \varphi_e)$, где U, *в*; I, *а* — эффективные значения напряжения и тока. Мгновенная мощность $P = ui = 2UI\sin\omega t \sin(\omega t - \varphi_e) = UI\,[\cos\varphi_e - \cos(2\omega t - \varphi_e)] = UI\cos\varphi_e - UI\cos(2\omega t - \varphi_e)$.

[2] Частный интеграл неоднородного уравнения.

колеблющегося с двойной частотой сети 2ω, вызываемого составляющей вращающего момента, колеблющейся с круговой частотой 2ω.

В данном случае постоянный во времени член $\bar{\varphi}$ нас не интересует. Он означает лишь повернутое на угол $\bar{\varphi}$ исходное положение статора. Поэтому ниже мы принимаем $\bar{\varphi} = 0$. Если сравнить реакцию фундамента $F_T = cx(t) = cR\,\varphi(t)$ с той силой, которая имела бы место, если бы связь статора с фундаментом была жесткой,[1] т. е. с $F = M(t)/2R = -M_0\cos(2\omega t - \varphi_e)/2R$, то получится соотношение сил

$$\frac{F_T}{F} = \frac{2cR^2\varphi(t)}{M(t)} = \frac{2cR^2}{\Theta\,[\nu^2 - (2\omega)^2]} = \frac{n_2^2}{n_2^2 - 1}, \quad n_2 = \frac{\nu}{2\omega}, \qquad (13\text{-}8)$$

не зависящее от времени. Эта передаточная функция сил формально совпадает с передаточной функцией модели по уравнению (13-3). Ее абсолютная величина может быть установлена по рис. 13-1, если заменить n на n_2. Для обеспечения эффективной изоляции в установившемся режиме должно быть $|F_T/F| < 1$, т. е. необходимо, чтобы было $\nu/\omega < \sqrt{2}$ или

$$\nu = \sqrt{2cR^2/\Theta} < 1{,}414\omega. \qquad (13\text{-}9)$$

Так, например, для тягового генератора частотой $16^2/_3$ *гц* собственная частота статора должна быть меньше $1{,}414 \cdot 16^2/_3 = 23{,}5$ *гц*. То, что это требование для практических условий является слишком неопределенным, будет установлено при последующем рассмотрении действия ударного тока короткого замыкания.

Предварительно следует сделать еще одно замечание по поводу перемещения пружины или амплитуды колебаний. При большом перемещении амортизаторов ввиду обусловливаемого этим большого относительного движения статора и фундамента требуются упругие токоподводы. Если ход пружины $x(t) = R\varphi(t)$ выразить второй формой уравнения (13-7) $(\bar{\varphi} = 0)$, то будет

$$x(t) = \frac{M_0 R}{\Theta\,(2\omega)^2} \cdot \frac{1}{n_2^2 - 1}\cos(2\omega t - \varphi_e), \quad n_2 = \frac{\nu}{2\omega}. \qquad (13\text{-}10)$$

В случае если интерес представляют перемещения различных пружин, имеющих неодинаковые коэффициенты жесткости c при неизменных прочих величинах, в особенности при заданной круговой частоте сети ω, то, очевидно, достаточно варьировать множитель $1/(n_2^2 - 1)$. Он нанесен также на рис. 13-1 в виде абсолютной величины в зависимости от $n = 2n_2$. Из рисунка видно, что в заштрихованном диапазоне эффективной изоляции амплитуды колебаний больше, чем в диапазоне очень жесткой амортизации. Вполне обоснованно утверждение о том, что снижение реакции фундамента может быть достигнуто за счет больших перемещений амортизаторов. И, наоборот, с по-

---

[1] Жесткое соединение можно теоретически рассматривать как предельный случай бесконечно жесткой амортизации ($c \to \infty$). Таким образом, будет $F = \lim\limits_{1/c \to 0} F_T$.

мощью жесткой опоры достигаются меньшие амплитуды колебаний, при этом, однако, приходится мириться с относительно большими нагрузками на фундамент.

13-3. Неустановившийся режим работы машины — однофазное внезапное короткое замыкание

Амортизированная установка должна удовлетворять не только условиям стационарных режимов, но и переходным режимам работы. В качестве наиболее важного переходного режима следует считать

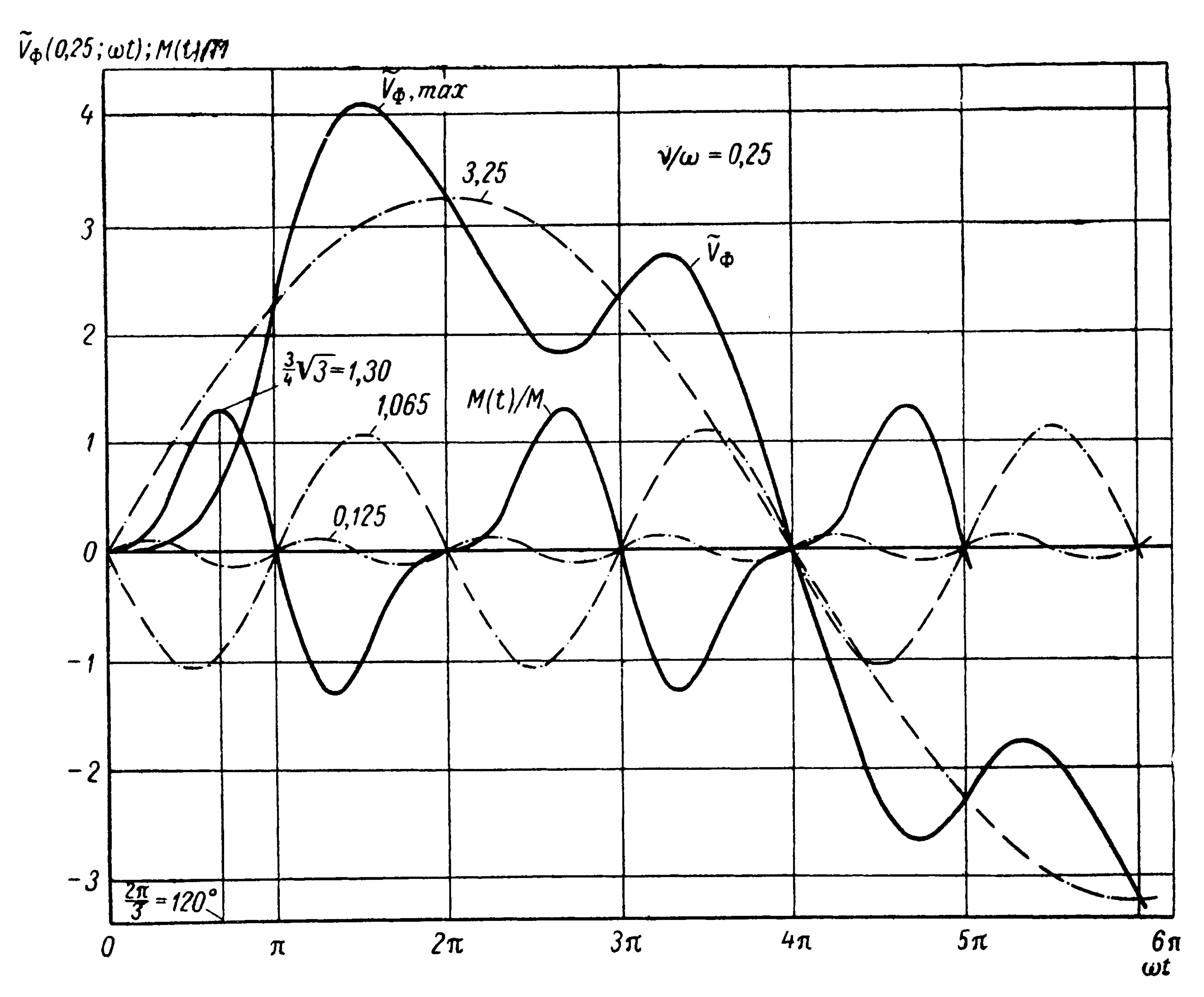


Рис. 13-4. Характеристики однофазного ударного короткого замыкания в двух ветвях обмотки при амортизированной установке статора

однофазное короткое замыкание в двух ветвях обмотки. Определяющий вращающий момент для этого случая выражается уравнением (11-8):

$$M(t) = M\left(\sin\omega t - \frac{1}{2}\sin 2\omega t\right),\quad M = M_0\frac{k}{x''_d},\quad t \geqslant 0. \tag{13-11}$$

Выражение в скобках показано на рис. 13-4. Оно имеет максимум, равный 1,30 при $\omega t = 2\pi/3 = 120°$. Общий вид уравнения (13-5) становится с учетом уравнения (13-11) определенным дифференциальным уравнением. Начальные условия формулируем, считая, что в начале короткого замыкания статор находится в состоянии покоя:

$$\varphi(0) = 0;\quad \dot{\varphi}(0) = 0. \tag{13-12}$$

Общее решение уравнений (13-5) и (13-11) имеет вид:

$$\varphi(t) = A \sin \nu t + B \cos \nu t + \frac{M \sin \omega t}{\Theta(\nu^2 - \omega^2)} - \frac{M \sin 2\omega t}{2\Theta[\nu^2 - (2\omega)^2]}$$

или с подставленными значениями постоянных интегрирования A и B, которые определяются условиями (13-12),

$$\varphi(t) = \frac{M}{\Theta\omega^2} \cdot \frac{1}{n^2}\left[A_\nu(n) \sin \nu t + A_\omega(n) \sin \omega t + A_{2\omega}(n) \sin 2\omega t\right] = \frac{M}{\Theta\omega^2} \tilde{V}_\Phi(n, \omega t), \quad (13\text{-}13)$$

$$A_\nu(n) = \frac{3n}{(n^2-1)(n^2-4)}, \quad n = \frac{\nu}{\omega},$$

$$A_\omega(n) = \frac{n^2}{n^2-1}, \quad A_{2\omega}(n) = -\frac{n^2}{2(n^2-4)}$$

Таким образом, колебание состоит из собственного колебания с круговой частотой ν и вынужденного колебания с одинарной и двойной круговыми частотами сети ω. Так как ν и ω, как правило, не находятся в рациональном соотношении друг с другом, колебание обычно бывает непериодическим. На рис. 13-4 характеристика $\tilde{V}_\Phi(n, \omega t)$ приведена для $n = 0{,}25$ (периодический характер изменения). Определяющее значение имеют первые пики функции, так как колебания затухают вследствие не учтенного здесь демпфирования как механической системы, так и возбуждающей силы. С выражением

$$V_\Phi(n) = \frac{1}{n^2}(|A_\nu| + |A_\omega| + |A_{2\omega}|) > |\tilde{V}_\Phi(n, \omega t)|_{\max}$$

вместо $\tilde{V}_\Phi(n, \omega t)$ в уравнении (13-13) мы получим верхний предел максимальной амплитуды колебания. Функция $V_\Phi(n)$ представлена на рис. 13-5. Для того чтобы установить влияние амортизации на величину реакции фундамента, следует сравнить динамическую реакцию фундамента $F_T = cR\varphi(t)$ с той силой F, которая возникала бы при жестком соединении статора с фундаментом. По уравнению (13-11) и рис. 13-4 максимальная величина возбуждающего момента составляет $M(t)_{\max} = \frac{3\sqrt{3}}{4} M$, так что сила имеет максимум $F_{\max} = \frac{M(t)_{\max}}{2R} = \frac{3\sqrt{3}M}{4 \cdot 2R}$. Отношение реакции фундамента к этой силе будет

$$\frac{F_T}{F_{\max}} = \frac{8cR^2}{3\sqrt{3}M}\varphi(t) = \frac{4}{3\sqrt{3}}\left[A_\nu(n) \sin \nu t + A_\omega(n) \sin \omega t + A_{2\omega}(n) \sin 2\omega t\right] = \tilde{V}_F(n, \omega t). \quad (13\text{-}14)$$

Верхний предел для отношения $\tilde{V}_F(n, \omega t)$ реакций фундамента устанавливается выражением

$$V_F(n) = \frac{4}{3\sqrt{3}}(|A_\nu| + |A_\omega| + |A_{2\omega}|) > |\tilde{V}_F(n, \omega t)|_{\max}. \quad (13\text{-}15)$$

На рис. 13-5 это отношение показано жирной линией. Из рисунка видно, что только для $n < 0{,}58$ оно меньше 1. Поэтому эффективная амортизация может ожидаться только при

$$\nu = \sqrt{2cR^2/\Theta} < 0{,}58\omega. \tag{13-16}$$

Это означает, например, что при частоте тока $16^2/_3$ или 50 *гц* собственная частота установленного статора будет, следовательно, меньше 9,6 или соответственно 29 *гц*. Это условие значительно строже ранее полученного условия для установившегося режима работы [см. уравнение (13-9)], однако ввиду безусловно реальной возможности коротких замыканий его следует считать определяющим для механической изоляции статоров электрических машин, чтобы амортизация была эффективной также и в случае короткого замыкания.

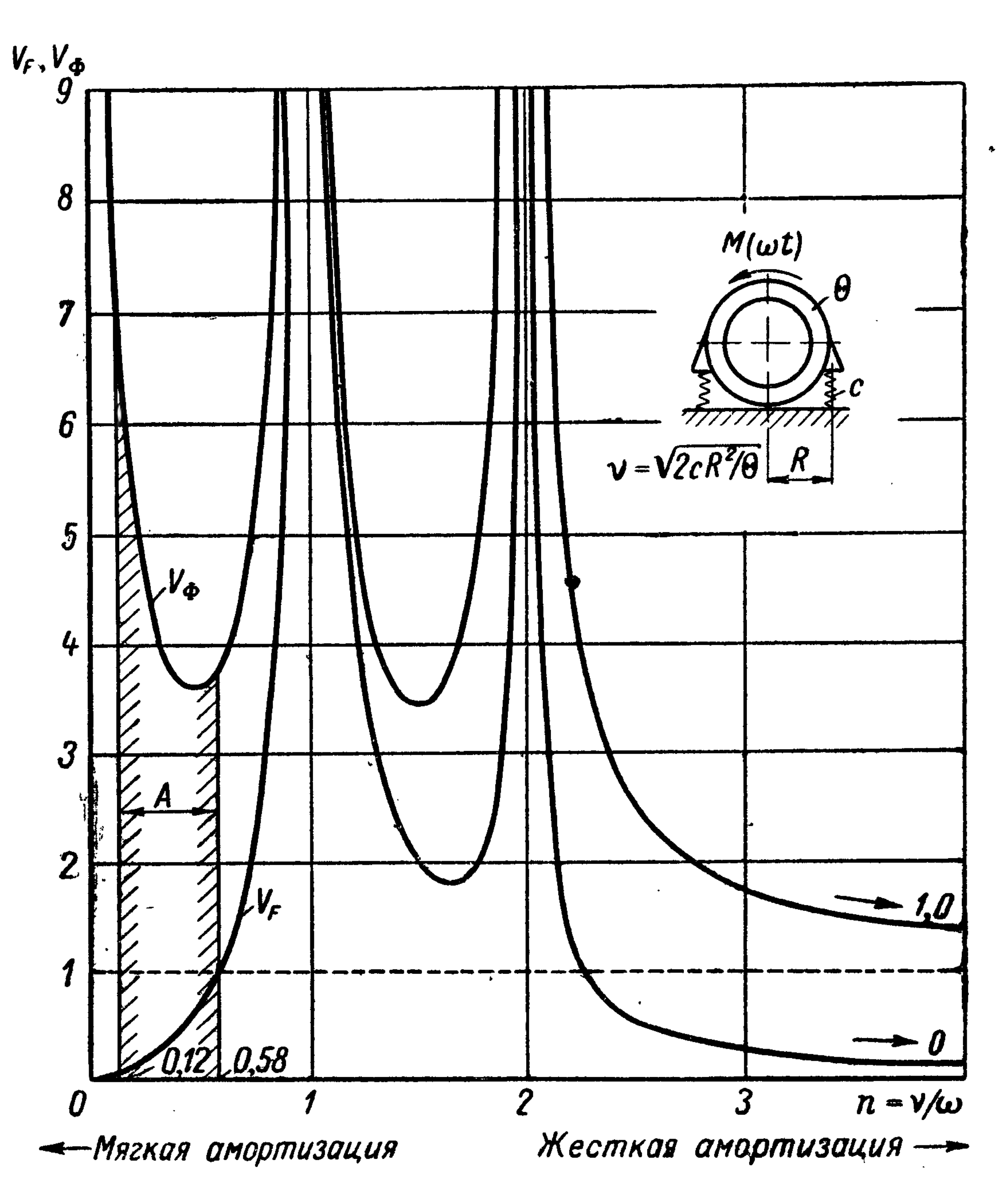


Рис. 13-5. Переходные функции реакций фундамента V_F и амплитуды $V_Ф$ при однофазном коротком замыкании в двух ветвях обмотки

A — диапазон эффективной и практически применимой механической изоляции

Характер кривой $V_F(n)$ показывает гораздо более высокую эффективность механической изоляции при очень глубокой настройке. Однако использование механической изоляции ограничивается величинами перемещений пружины. Если произвести сравнение с кривой $V_Ф(n)$, которая выражает в основном амплитуды при различных настройках, то наглядно видно, во-первых, что и здесь в самом общем виде хорошая амортизация достигается только за счет больших амплитуд и, во-вторых, что эти амплитуды при величине отношения $n < 0{,}12$ возрастают настолько быстро, что использовать этот диапазон технически невозможно (например, с учетом выводов статорных обмоток). На основе этих рассуждений можно сделать вывод, что эффективная, технически еще применимая настройка должна лежать в диапазоне

$$0{,}12\omega < \nu = \sqrt{2cR^2/\Theta} < 0{,}58\omega, \tag{13-17}$$

например при $\omega = 16^2/_3$ *гц* 2 *гц* $< \nu/2\pi < 9{,}6$ *гц* и при $\omega = 50$ *гц* 6 *гц* $< \nu/2\pi < 29$ *гц*, для того чтобы можно было гарантировать эф-

фективную механическую изоляцию также и в случае короткого замыкания. Допущение свободных колебаний статора в случае короткого замыкания требует установки очень прочных и дорогих амортизаторов ввиду высокой рабочей точки их характеристики. Чтобы избежать этого, перемещения статора при коротких замыканиях обычно ограничивают с помощью специальных буферов (в нормальных режимах эксплуатации статор их не касается), однако при этом соотношения сил нарушаются.

Пример. Амортизированная установка железнодорожного однофазного генератора для частоты $16^2/_3$ *гц* с горизонтальным валом.

Заданы: напряжение $U = 10\,500$ *в*; ток $I = 3175$ *а*; коэффициент мощности $\cos\varphi_e = 0{,}75$; номинальная скорость вращения $n = 500$ *об/мин*; сверхпереходное реактивное сопротивление $x''_d = 14{,}5\%$ $(k = \sqrt{3})$; вес статора $G = 177{,}4\cdot 10^3$ *кГ*; маховой момент статора $GD^2 = 2{,}54\cdot 10^3$ $T\cdot м^2 = 2{,}54\cdot 10^{10}$ *кГ/см²*; расстояние между амортизаторами $2R = 640$ *см*; число амортизаторов на одной стороне $a = 25$; коэффициент жесткости одного амортизатора $c_F = 1143$ *кГ/см*.

Рассчитаны: номинальная (кажущаяся) мощность $UI = 10{,}5\cdot 3{,}175\cdot 10^6 = 33\,300$ *кв·а*; активная мощность $UI\cos\varphi_e = 33\,300\cdot 0{,}75 = 25\,000$ *квт*;

$$\left.\begin{aligned} \overline{M} &= 97\,400\,\frac{UI\cos\varphi_e}{n} = 97\,400\,\frac{25\cdot 10^3}{500} = 4{,}87\cdot 10^6\ кГ\cdot см;\\ M_0 &= 97\,400\,\frac{UI}{n} = 97\,400\,\frac{33{,}3\cdot 10^3}{500} = 6{,}49\cdot 10^6\ кГ\cdot см; \end{aligned}\right\} \qquad (13\text{-}6)$$

$$M = M_0\,\frac{k}{x''_d} = 6{,}49\cdot 10^6\,\frac{\sqrt{3}}{0{,}145} = 77{,}5\cdot 10^6\ кГ\cdot см; \qquad (13\text{-}11)$$

$$M(t)_{\max} = 1{,}3M = 1{,}3\cdot 77{,}5\cdot 10^6 = 100{,}5\cdot 10^6\ кГ\cdot см;$$

$$M(t)_{\max}/M_0 = 15{,}5;\quad M(t)_{\max}/\overline{M} = 20{,}7;$$

полярный момент инерции массы

$$\Theta = \frac{GD^2}{4g} = \frac{2{,}54\cdot 10^{10}}{4\cdot 981} = 6{,}48\cdot 10^6\ кГ\cdot см\cdot сек^2;$$

круговая частота сети $\omega = 2\pi\cdot 16^2/_3 = 104{,}5$ *1/сек*; жесткость амортизаторов на одной стороне $c = ac_F = 25\cdot 1143 = 28{,}6\cdot 10^3$ *кГ/см*; собственная круговая частота статора

$$\nu = \sqrt{\frac{2cR^2}{\Theta}} = \sqrt{\frac{2\cdot 28{,}6\cdot 10^3\cdot 320^2}{6{,}48\cdot 10^6}} = 30{,}5\ 1/сек\ (4{,}8\ гц); \qquad (13\text{-}9)$$

настройка ω/ν

$$n = \nu/\omega = 30{,}5/104{,}5 = 0{,}288;\ n^2 = 0{,}0830;$$

$$n_2 = \nu/(2\omega) = 0{,}144;\ n_2^2 = 0{,}02075.$$

а) Собственный вес. Опускание вследствие предварительного сжатия

$$x_g = \frac{G/2}{c} = \frac{177{,}4\cdot 10^3}{2\cdot 28{,}6\cdot 10^3} = 3{,}1\ см$$

(часть собственного веса могла бы восприниматься роликами и т. п.).

б) Установившийся режим работы

$$M(t) = \overline{M} - M_0 \cos(2\omega t - \varphi_e).$$

1. Вследствие $\overline{M}$: постоянная во времени сила на каждой стороне

$$\overline{F} = \overline{M}/(2R) = 4{,}87 \cdot 10^6/(2 \cdot 320) = 7{,}60 \cdot 10^3 \ \kappa\Gamma;$$

постоянная во времени амплитуда

$$\overline{x} = \overline{F}/c = 7{,}60 \cdot 10^3/(28{,}6 \cdot 10^3) = 0{,}266 \ см.$$

2. Вследствие $M_0 \cos(2\omega t - \varphi_e)$: отношение амплитуды сил

$$F_T/F = n_2^2/\left(n_2^2 - 1\right) = 0{,}02075/(0{,}02075 - 1) = -0{,}0212 \qquad (13\text{-}3)$$

(см. рис. 13-1. На фундамент передается только 2% сил); силы

$$F_{\max} = M_0/(2R) = 6{,}49 \cdot 10^6/(2 \cdot 320) = 10{,}13 \cdot 10^3 \ \kappa\Gamma;$$

$$F_{T\max} = 0{,}0212 \cdot 10{,}13 \cdot 10^3 = \pm 215 \ \kappa\Gamma;$$

максимальная амплитуда

$$x_{\max} = F_{T\max}/c = 215/(28{,}6 \cdot 10^3) = 0{,}0075 см = \pm 75 \ мк.$$

в) Однофазное короткое замыкание в двух ветвях обмотки

$$M(t) = M\left(\sin \omega t - \frac{1}{2}\sin 2\omega t\right).$$

Отношение амплитуд сил

$$\frac{F_T}{F_{\max}} \approx V_F(0{,}288) = \frac{4}{3\sqrt{3}}\left(\left|\frac{3 \cdot 0{,}288}{(0{,}083 - 1)(0{,}083 - 4)}\right| + \left|\frac{0{,}083}{0{,}083 - 1}\right| + \left|-\frac{0{,}083}{2(0{,}083 - 4)}\right|\right) = 0{,}262 \qquad (13\text{-}14)$$

(см. рис. 13-5. На фундамент передается 26% сил).
Силы

$$F_{\max} = M(t)_{\max}/2R = 100{,}5 \cdot 10^6/(2 \cdot 320) = 157 \cdot 10^3 \ \kappa\Gamma;$$

$$F_T \approx 0{,}262 \cdot 157 \cdot 10^3 = \pm 41{,}2 \cdot 10^3 \ \kappa\Gamma.$$

Максимальная суммарная амплитуда

$$x_{\max} = F_T/c = 41{,}2 \cdot 10^3/(28{,}6 \cdot 10^3) = \pm 1{,}44 \ см.$$

13-4. Нежелательные степени свободы

Если изоляция колебаний осуществляется, например, с помощью вертикальных пружин, установленных по обеим сторонам лапы статора, то в наиболее благоприятном случае [1] теоретически еще воз-

---

[1] Это справедливо для пружин, не имеющих боковой упругости, например для широких балочных пружин (рис. 13-6, *б*). Спиральные пружины обладают относительно большой боковой упругостью, и нагружающий их жесткий статор имеет теоретически шесть степеней свободы движения: три перемещения в направлении трех главных осей и три вращения вокруг этих главных осей. Поэтому мы вынуждены по возможности подавлять остальные пять степеней свободы конструктивными мерами, например с помощью упоров, направляющих роликов и т. п.

можны две степени свободы движения жесткого ротора, а именно — желательное вращение вокруг горизонтальной оси машины и вертикальное перемещение. Последнее нежелательно и может иметь место в виде вертикальных колебаний. Собственная круговая частота системы для вертикальных колебаний составляет по рис. 13-1, если принять для коэффициента жесткости значение $2c$ (две лапы), $\nu_T = \sqrt{2c/m}$. Собственная круговая частота вращательных колебаний должна определяться из уравнения (13-5), и при радиусе инерции r_i она составляет $\nu_R = \sqrt{2cR^2/\Theta} = \sqrt{2cR^2/(r_i^2 m)}$. Следовательно, отношение обеих собственных круговых частот будет

$$\frac{\nu_T}{\nu_R} = \frac{\sqrt{2c/m}}{\sqrt{2cR^2/r_i^2 m}} = \sqrt{\frac{r_i^2}{R^2}} = \frac{r_i}{R}. \qquad (13\text{-}18)$$

Как правило, $r_i < R$, так что ввиду $\nu_T < \nu_R$ собственная частота вертикальных колебаний меньше собственной частоты вращательных колебаний.

Пример (сравни заданные величины в примере на стр. 488).
Задано: $G = 177{,}4 \cdot 10^3$ *кГ*; $2R = 640$ *см*; $\Theta = 6{,}48 \cdot 10^6$ *кГ·см·сек*².
Рассчитано:

$$r_i^2 m = \Theta = r_i^2 \frac{G}{g} \to r_i = \sqrt{\frac{\Theta g}{G}} = \sqrt{\frac{6{,}48 \cdot 10^6 \cdot 981}{177{,}4 \cdot 10^3}} = 189{,}2 \text{ см};$$

$$\nu_T/\nu_R = r_i/R = 189{,}2/320 = 0{,}592 \approx 0{,}6.$$

Если момент короткого замыкания абсолютно упруго воспринимается пружинами, то для эффективной изоляции ν_R, согласно требованию уравнения (13-17), так или иначе меньше ω, а ν_T и тем более меньше ω, вследствие чего опасность резонанса $\omega = \nu_T$ исключается. Однако, если момент короткого замыкания воспринимается в направлении главной оси ограничительным упором и если механическая изоляция рассчитана только на установившийся режим работы однофазной машины, то, согласно гораздо более мягкому требованию уравнения (13-9), ν_R может быть больше ω, так что ν_T, безусловно, может совпадать с ω. Этот резонанс вертикальных колебаний должен исключаться потому, что всегда необходимо учитывать возможность появления возбуждающих сил с частотой скорости вращения, действующих в вертикальном направлении. Такие силы могут возникать, например, вследствие некомпенсированных магнитных сил, которые вращаются вместе с валом и имеют вертикальную переменную составляющую.

Этот вопрос можно решить путем блокирования свободы движения в вертикальном направлении, например путем встраивания направляющих роликов, ограничителей и т. п. Если ролики также частично используются для восприятия собственного веса статора, то можно снизить предварительную нагрузку опорных пружин, а вместе с тем и их стоимость.

13-5. Конструктивные исполнения амортизации

В отношении видов исполнения амортизированной установки и в особенности типов амортизаторов можно только сказать, что могут быть осуществлены самые разнообразные конструкции. На рис. 13-6 схематично изображены некоторые наиболее часто применяемые виды

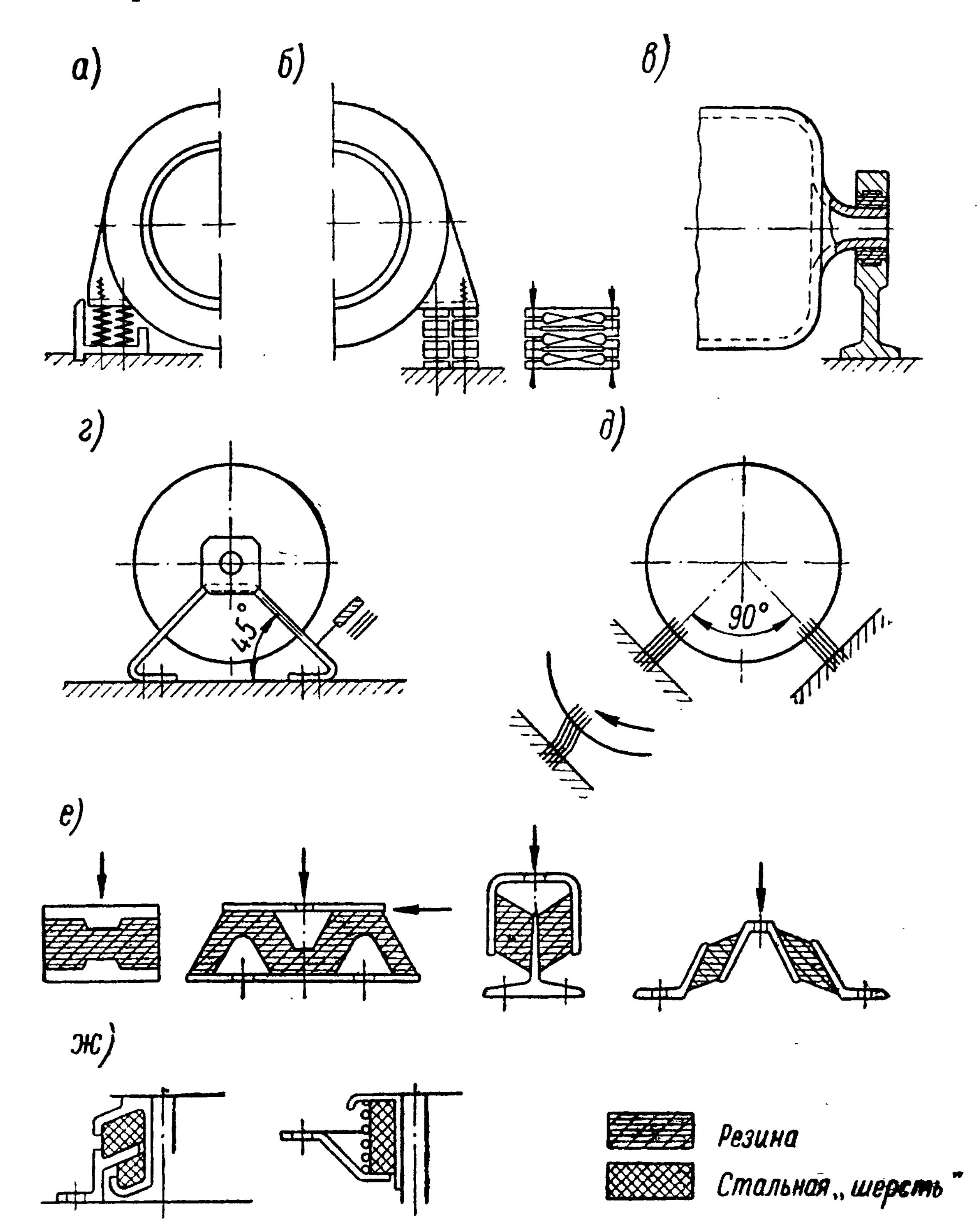


Рис. 13-6. Амортизированная установка статоров: *а* — спиральные пружины; *б* — балочные пружины; *в* — резиновая опора; *г* — упруго-изотропная опора; *д* — радиально-изотропная упругая опора; *е* — шины типа «швингметалл» (с резиновыми прокладками); *ж* — опорные горшки типа «швингметалл» (с прокладками из стальной «шерсти») без армирующих пружин и с армирующими спиральными пружинами

амортизированной установки. Конструкция *а* с винтовыми пружинами пригодна для всех средних и крупных машин. Подшипники ротора со статором не связаны, а жестко закреплены на фундаментной плите. Конструкция *б* с работающими на изгиб пружинящими стальными балками предназначена для крупных машин. Для малых машин пригоден тип *в* со щитовыми подшипниками, при котором статор вращательно-упруго опирается на опору подшипника через толстое резино-

вое кольцо. Надо следить за тем, чтобы резиновое кольцо так заделывалось в продольном направлении, чтобы исключалось его выпучивание. При этом оно будет очень жестким в радиальном направлении, обладая в окружном направлении желательной мягкостью для обеспечения вращательной амортизации[1]. Исполнение *г* встречается у машин средней величины. Эта конструкция в несколько видоизмененной форме применялась также и на ударных генераторах разрывной мощности. Идея конструкции заключается в том, что подшипник закрепляется на полосе из ленточной стали, которая изогнута таким образом, что имеет две наклонные под углом 45° части, средние линии которых пересекаются на оси подшипника. При этом полоса является одновременно пружиной и опорной лапой. Вертикальные и горизонтальные сдвиги подшипника могут происходить только в том случае, если части полосы удлиняются или укорачиваются в продольном направлении. Размеры полос выбираются так, чтобы их изгибная жесткость была малой, а продольная — большой. В специальных случаях могут применяться параллельные пластинчатые пружины (рис. 13-6, *д*). Прямой угол обеспечивает возможность так называемой радиально-изотропной упругой опоры, т. е. подшипник сдвигается в горизонтальном направлении под действием горизонтальной силы на такую же величину, как под действием равновеликой вертикальной силы в вертикальном направлении. Это свойство имеет некоторое значение для спокойного хода машины (см. стр. 446).

Для амортизированной установки малых и средних машин в практику конструирования все больше входят так называемые изоляторы колебаний (амортизаторы) (рис. 13-6, *е*), известные под названием «швингметалл»,[2] и т. п. Эти упругие промежуточные элементы состоят из двух стальных деталей, скрепленных между собой резиновой прокладкой посредством особого способа вулканизации. При этом необходимо только связать одну деталь с машиной, а другую — с фундаментом, что конструктивно осуществляется очень просто. Более сложным является благоприятный выбор формы, числа и расположения изоляторов колебаний для машин специального назначения. Здесь также следует стремиться к тому, чтобы собственная частота была значительно ниже возбуждающей частоты (или частот), так как только в надкритическом режиме работы может быть обеспечена удовлетворительная изоляция колебаний, поскольку демпфирование не во всех случаях оказывается достаточным. Резиновая прокладка образует дополнительно хорошую электрическую изоляцию относительно земли. Новое конструктивное решение, которым объединяются амортизирующие и демпфирующие свойства без применения резины или

---

[1] Резина обладает высокой сопротивляемостью против изменения объема, но чувствительна к изменениям формы. Так как деформация складывается из изменений объема и формы, она относительно мала, если, например, путем конструктивных мер предотвратить изменение формы (гидростатическое напряженное состояние), и, наоборот, велика, если изменение формы может происходить без изменения объема (состояние напряжения сдвига).

[2] «Швингметалл» было первоначально фирменным названием изделий фирмы Continental, Gummiwerke AG, Hannover.

синтетических материалов, представляют собой изоляторы колебаний с подушками из хромоникелевой стальной ваты[1]. Пакеты или шланги из стальной ваты могут дополнительно «армироваться» спиральными пружинами. Упругость достигается за счет изгиба, а демпфирование — за счет внутреннего трения (включая гистерезис материала) плетения из тончайшей тянутой проволоки (рис. 13-6, *ж*).

К этому виду амортизированной установки относятся также и в основном патентованные устройства, рекламируемые фирмами под названиями «смерть колебаний», «чума вибраций» и т. п. Амортизирующим элементом являются «резиноподобные» материалы, как, например, войлок, пробка, синтетические материалы и т. п., которые в большинстве случаев имеют дополнительно нежелательные пластические и демпфирующие свойства в определенных диапазонах частот. Расчет амортизации в общем случае требует учета пластического состояния и демпфирующих свойств материала. Например, для характеристики демпфирования, пропорционального скорости, заметим, что в сверхкритическом диапазоне (глубокая настройка) демпфирование является вредным и поэтому нежелательным (см. рис. 13-2). Во многих случаях испытания с применением искусственных возбудителей колебаний (вибраторов) являются единственным способом гарантии эффективности таких «чудо-средств», демпфирующих колебания.

Глава четырнадцатая

ВЕНТИЛЯТОРЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

14-1. Системы вентиляции, расход охлаждающего воздуха, необходимый напор

Задача вентиляторов в электрических машинах как при охлаждении свежим воздухом, так и при охлаждении по замкнутому циклу заключается в том, чтобы либо путем нагнетания (нагнетательная вентиляция), либо путем отсасывания (отсасывающая вентиляция) обеспечивать циркуляцию определенного потока воздуха или газа, преодолевая при этом аэродинамическое сопротивление электрической машины, а возможно, также охладителей, фильтров и каналов. Это может осуществляться путем собственной вентиляции (собственное охлаждение) или путем посторонней вентиляции (постороннее, независимое охлаждение). Вентиляторы с независимым приводом обычно не производятся изготовителями электрических машин, и поэтому ниже они не рассматриваются, так же как и самовентиляция (самоохлаждение), при которой вентиляторы вообще не применяются.

Вентилятор может устанавливаться на одной стороне машины (односторонняя вентиляция), причем направление движения воздуха в машине может быть аксиальным (рис. 14-1, *а*) или комбини-

[1] Например, фирм Robinson Technical Products Inc. (США), Vibrachoc SA, Paris (Франция).

рованным—аксиально-радиальным (рис. 14-1, *в*), либо же вентиляторы могут располагаться на обеих сторонах машины (двусторонняя или симметричная вентиляция) — рис. 14-1, *б*. При двусторонней вентиляции аэродинамическое сопротивление будет, как правило, ниже, чем при односторонней, т. е. необходим меньший напор вентилятора. Благодаря этому диаметр вентилятора может быть также меньшим, и в соответствии с этим снижается шум. Применяются как центробежные вентиляторы (рис. 14-2, *а*), так и осевые вентиляторы (рис. 14-2, *б*).

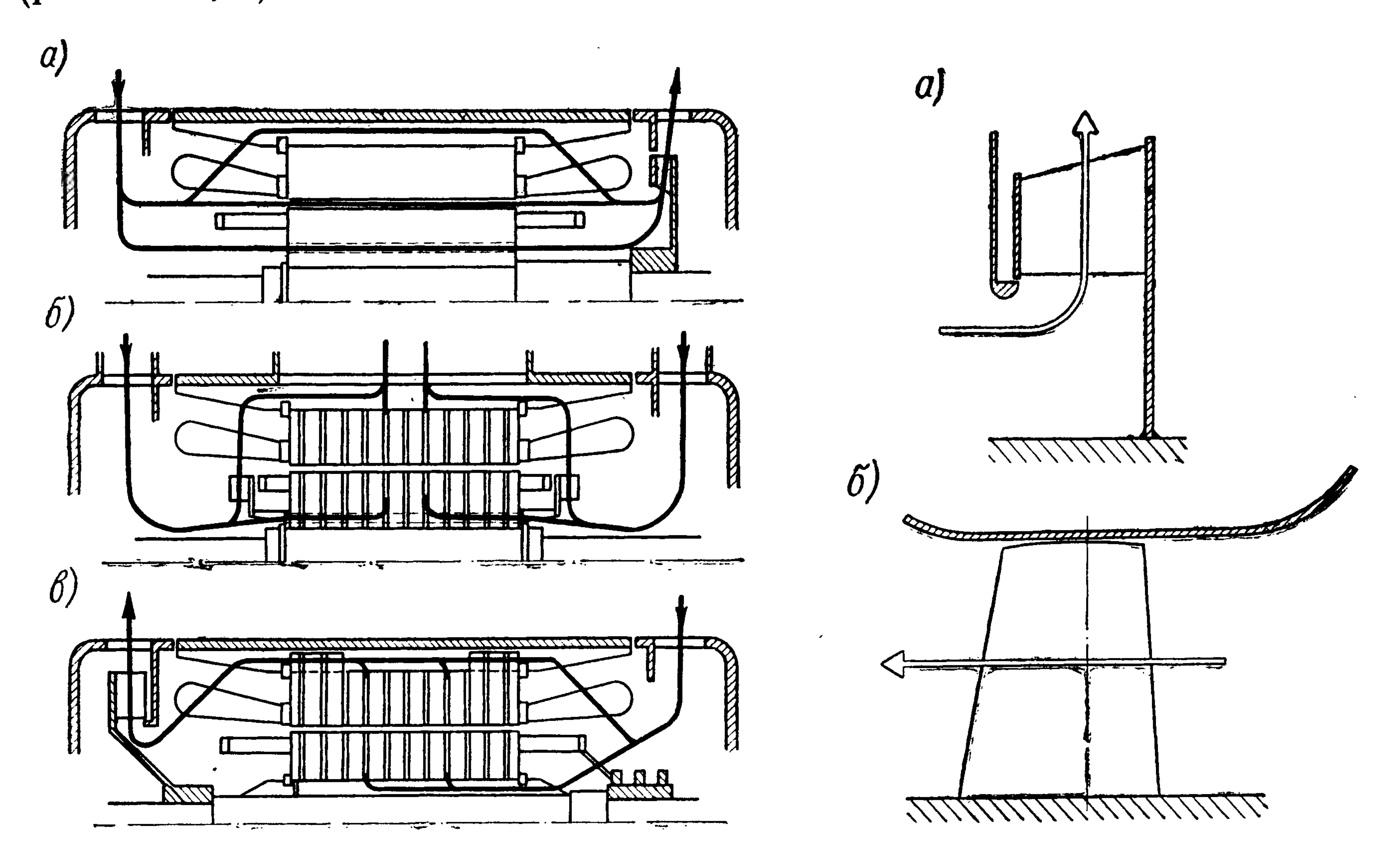


Рис. 14-1. Типы вентиляции: *а* — осевая вентиляция; *б* — симметричная вентиляция; *в* — комбинированная вентиляция

Рис. 14-2. Вентиляторы: *а* — центробежный (радиальный) вентилятор; *б* — осевой (аксиальный) вентилятор

Параллельные пути движения воздуха внутри электрических машин очень часто имеют сильно различающееся аэродинамическое сопротивление, так что для правильной дозировки расхода воздуха в каждой такой ветви предусматривается отдельный вентилятор (см. рис. 4-5). При наличии общего вентилятора в этом случае необходимого распределения воздуха можно было бы достичь только путем связанного с большими потерями дросселирования путей движения воздуха с малым сопротивлением.

Необходимый расход воздуха или газа зависит от величины тепловых потерь P_v, подлежащих отведению, и допустимого нагрева воздуха или газа

$$Q = P_v/(c_p \rho \vartheta).$$

Так как машины очень разнообразны как по своей конструкции, так и по принципам их вентиляции, то для расчета аэродинамических сопротивлений можно указать только самые общие ориентировочные

величины[1]. Ввиду того что при этом необходимо делать упрощающие предпосылки, результат расчета может представлять собой только более или менее грубое приближение к действительным перепадам давления.

Надежные данные можно получить путем испытаний выполненной машины, причем результаты измерений при определенных условиях дают возможность делать выводы о перепадах давления в бо́льших или меньших машинах того же типа.

Если результатов измерений нет, то для практических нужд целесообразно произвести расчет. С целью оценки отдельных путей движения воздуха в отношении падения давления, скорости движения потока и повышения температуры определяются поперечные сечения этих потоков, оцениваются падения давления и рассчитываются скорости потоков . Перепады давления складываются из потерь от трения в трубах на прямых участках, потерь вследствие поворотов и изменений поперечного сечения и потерь на входе и выходе.[1] После того как будет известен необходимый расход воздуха и необходимый напор, можно приступить к расчету и конструированию самого вентилятора.

14-2. Теоретические основы

А. Мощность вентилятора. Вращающий момент, который должен быть приложен к валу, можно определить из теоремы моментов количества движения в виде производной по времени от разности моментов количества движения на выходе и входе рабочего колеса, не зная при этом потока (расхода) в самом колесе. Разность моментов количества движения элемента массы потока с окружными составляющими c_{1u} и c_{2u} абсолютной скорости на радиальном расстоянии r_1 и r_2 на входе и выходе рабочего колеса получается равной

$$d\Theta = dm\,(r_2c_{2u} - r_1c_{1u}).$$

Вращающий момент на валу вентилятора при этом

$$M = \frac{d\Theta}{dt} = \frac{dm}{dt}(r_2c_{2u} - r_1c_{1u}) = Q\rho\,[r_2c_{2u} - r_1c_{1u}], \tag{14-1}$$

если Q, $м^3/сек$, выражает объемный поток, а $\rho = \gamma/g$, $кГ \cdot сек^2/м^4$; $кГ/м^3$ — плотность ($dm/dt = Q\rho$).

Мощность на валу вентилятора $P = M\omega$, и при $r\omega = u$ в качестве окружной скорости, а также с учетом уравнения (14-1) искомая мощность будет составлять

$$P = Q\rho\,[u_2c_{2u} - u_1c_{1u}], \tag{14-2}$$

где P — в $кГ \cdot м/сек$ или $вт$; Q — в $м^3/сек$; ρ — в $кГ \cdot сек^2/м^4$ или $кГ/м^3$; u, c — в $м/сек$.

---

[1] См., например, Hütte I., 28. Aufl., S. 785—790.

Б. Создание напора. Полезная мощность вентилятора равна произведению объемного потока Q и разности давлений p. Если учесть потери в вентиляторе посредством его к. п. д. η, то мощность на валу будет

$$P = Qp/\eta \text{ или } P = 9{,}81Qp/\eta, \tag{14-3}$$

где P — в *вт*; Q — в *м³/сек*; p — в *кГ/м²*.

При приравнивании мощностей по уравнениям (14-1) и (14-3) получается известная зависимость для напора вентилятора [1]

$$p = \eta\rho\,(u_2c_{2u} - u_1c_{1u}) \tag{14-4a}$$

или

$$p = \frac{1}{981}\eta\rho\,(u_2c_{2u} - u_1c_{1u}),$$

где p — в *кГ/м²*; ρ — в *кГ/м³*; u, c — в *м/сек*.

При отсутствии завихрений на входе в вентилятор ввиду $c_{1u} = 0$ второй член в скобках исчезает и уравнение (14-4 а) упрощается до

$$p = \eta\rho u_2c_{2u}. \tag{14-4б}$$

Вышеизложенные выводы справедливы как для центробежных, так и для аксиальных (осевых) вентиляторов.

Порядок величины к. п. д. можно принимать:

1) для действующих в качестве вентилятора вращающихся частей машины $\eta = 0{,}1$;

2) для вентиляторов простейшей конструкции в электрических машинах или вентиляторов при неблагоприятных условиях установки $\eta = 0{,}1 \div 0{,}3$;

3) для вентиляторов, встроенных в нормальные корпусы электрических машин, $\eta = 0{,}3 \div 0{,}6$;

4) для оптимально рассчитанных вентиляторов для электрических машин η — до 0,85.

В. Треугольники скоростей. Для вентиляторов принципиально различают абсолютную, относительную и переносную скорости: c, w и u. Абсолютная скорость потока отнесена к системе координат в состоянии покоя, радиальная (относительная) скорость — к вращающемуся рабочему колесу, а переносная скорость — это окружная скорость рабочего колеса для рассматриваемого радиуса. Абсолютная скорость представляет собой векторную сумму относительной и окружной скоростей: $c = w + u$. Сложение их дает треугольники скоростей (рис. 14-3), которые служат для изображения условий движения потока на входе и выходе рабочего и направляющего колес. Однако абсолютную и радиальную скорость следует понимать только как средние величины для потока. Действительные местные скорости могут значительно отличаться от этих величин.

---

[1] В более старой литературе встречается также формула $p = \eta\rho\left(u_2^2 - u_1^2\right)$ для центробежных колес. Ее можно формально вывести из уравнения (14-4а) с $c_{1u} = u_1$ и $c_{2u} = u_2$, т. е. для лопастей, установленных точно радиально, как в вентиляторах, применяемых для машин с двумя направлениями вращения.

Г. Графические и количественные характеристики вентиляторов. Любой вентилятор может при одинаковой скорости вращения и неизменной плотности подаваемого газа обеспечивать различную производительность и создавать разные давления. Параметры

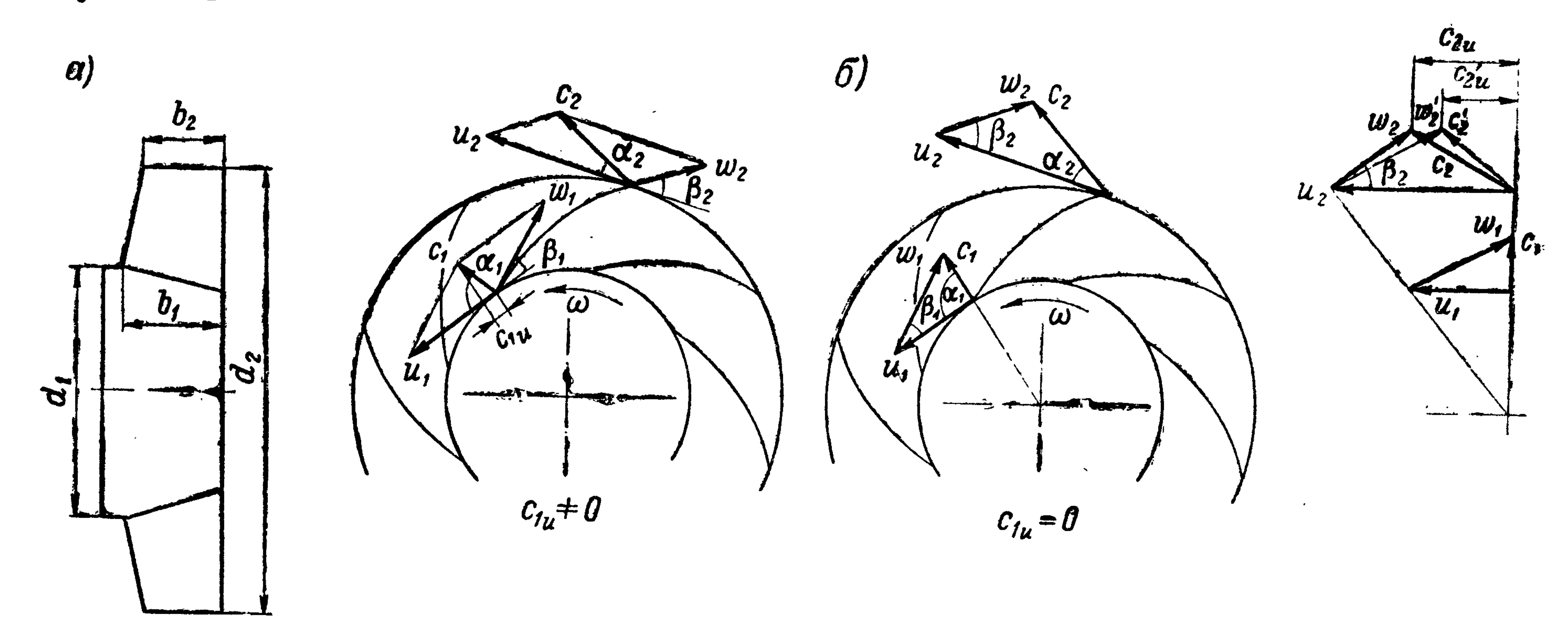


Рис. 14-3. Обозначения и треугольники скоростей для центробежного вентилятора с загнутыми назад лопастями

u — окружная скорость; c — абсолютная скорость; w — относительная скорость; $\varsigma_0 = c'_{2u}/c_{2u}$ — коэффициент наименьшей мощности

каждой рабочей точки, объемный поток (расход) и давление изменяются с изменением величины аэродинамического сопротивления воздуховода. След рабочей точки, перемещающейся на плоскости $p(Q)$-диаграммы при изменении сопротивления, т. е. при дросселировании вентилятора, называют характеристикой или дроссельной кривой вентилятора (рис. 14-4). Если внести в диаграмму, кроме давления, также еще и $\eta = P_{пол}/P$ в виде отношения полезной мощности к мощности на валу в зависимости от объемного потока (расхода), то оказывается, что эта кривая имеет максимум. При расчете вентилятора надо стремиться к тому, чтобы рабочая точка находилась в районе наилучшего к. п. д.

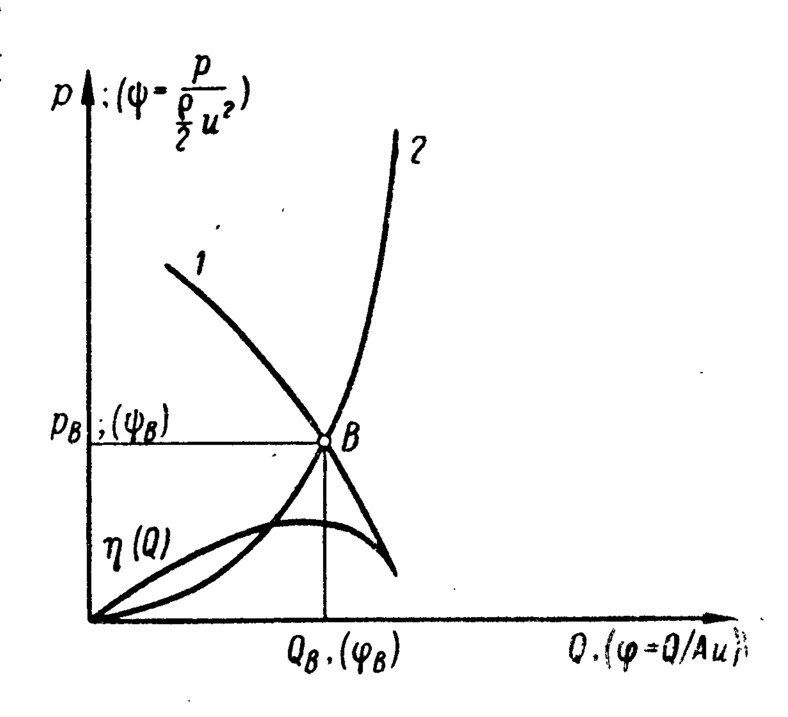


Рис. 14-4. Характеристики вентилятора (*1*) и сопротивления (*2*)

B — рабочая точка; $\eta(Q)$ — к. п. д.

Вентилятор имеет для каждой скорости вращения и каждой плотности газа особую характеристику в $p(Q)$-диаграмме. Все эти характеристики превращаются в одну характеристику, если их внести в $\psi(\varphi)$-диаграмму. Эта диаграмма объединяет в себе также характеристики всех вентиляторов, которые создаются на основе данного вентилятора путем масштабного увеличения или уменьшения всех его размеров.

Безразмерное давление — так называемый коэффициент давления $\psi = \frac{p}{(\rho/2)\,u^2}$.

Безразмерный объемный поток — так называемый коэффициент производительности $\varphi = Q/Au$, где A является проходным поперечным сечением. Если скорость вращения n вентилятора изменяется, то каждую точку характеристики можно пересчитать по следующей зависимости:

объемный поток Q: давление p : мощность $P = n : n^2 : n^3$.

В большинстве аэродинамических сопротивлений падение давления пропорционально квадрату объемного потока (расхода). Если вентилятор соединен с таким сопротивлением, то и рабочую точку при измененной скорости вращения можно пересчитать по указанной зависимости.

14-3. Расчет вентиляторов

Сперва проверяют, нет ли результатов измерений, проведенных на подходящем выполненном вентиляторе, и в случае если таковые имеются, проектирование будет ограничиваться геометрически подобным уменьшением или увеличением размеров ранее выполненного вентилятора для подгонки к требуемым рабочим характеристикам. Если данных измерений нет, то все геометрические параметры должны определяться таким образом, чтобы требуемый объемный поток мог обеспечиваться при заданном давлении и как можно меньшем расходе мощности. Ниже приводится принцип определения основных размеров. Указанные числа могут использоваться при эскизном проектировании.

Для многих эксплуатационных случаев могут применяться как осевые, так и центробежные вентиляторы. В зависимости от условий работы для высоких давлений и небольших объемных потоков (расходов воздуха) предпочтительно применяются центробежные вентиляторы, а для малых давлений и больших объемных потоков — осевые вентиляторы. Часто для выбора типа вентилятора определяющее значение имеют условия его установки. При необходимости поворота потока из аксиального направления в радиальное целесообразно применять центробежный вентилятор. Осевому вентилятору для обеспечения такого же давления, как у центробежного вентилятора, требуется бо́льшая окружная скорость. Поэтому осевой вентилятор обычно создает больше шума, чем центробежный вентилятор. Только у осевых вентиляторов могут предусматриваться поворотные лопасти, так что они могут дополнительно подгоняться к различным условиям эксплуатации.

А. Центробежные вентиляторы. Так как у вентиляторов электрических машин полезно может использоваться только разность статического давления, то расчет можно проводить с коэффициентами давления $\psi \leqslant 0{,}5$. Отсюда при заданном давлении и известной скорости вращения можно определить наружный диаметр. Диаметр на входе, ширина рабочего колеса и угол лопастей выбираются так, чтобы кольцевое поперечное сечение между валом и входом в рабочее колесо

было приблизительно на 10—20% больше проходного поперечного сечения рабочего колеса. Для вентиляторов электрических машин обычно получаются отношения диаметров $d_1/d_2 = 0,6 \div 0,75 \div (0,9)$. Входные углы лопастей составляют $\beta_1 = 15 \div 30°$, причем меньшие углы относятся к бо́льшим отношениям диаметров. Целесообразно выбирать входной угол на 2—3° больше, чем это вытекает из треугольника входных скоростей для расчетной точки. Входные углы, равные 90°, применяемые для вентиляторов машин с двумя направлениями вращения, неблагоприятны ввиду бо́льших потерь. В случае высоких давлений рекомендуется применять конические защитные шайбы (например, $b_2/b_1 = d_1/d_2$).

Выходной угол лопастей $\beta_2 = 20 \div 40 \div (90°)$ оказывает большое влияние на мощность вентилятора. Число лопастей может выбираться таким образом, чтобы они перекрывались приблизительно на 50%. Надо следить за тем, чтобы относительная скорость в лопастном канале ввиду опасности отрыва потока не снижалась слишком сильно ($w_2/w_1 > 0,6$). Выбирают прямые лопасти или лопасти дуговой формы (лопасти, очерченные дугами окружностей).

Предварительный расчет давления. В соответствующем масштабе вычерчиваются треугольники скоростей на входе и выходе вентиляторного колеса. При этом следует учитывать, что объемному потоку, идущему через зазор вентилятора в полость засасывания, должна сообщаться дополнительная энергия. Байпасный (обводный) поток может составлять в расчетной точке до 10% объемного потока.

Нижеследующее уравнение отличается от уравнения (14-4б) тем, что потери здесь учитываются не посредством общего к. п. д., а по отдельности:

$$p = \zeta_0 \rho u_2 c_{2u} - \zeta_1 \frac{\rho}{2} c_2^2 - \zeta_2 \frac{\rho}{2} w_m^2, \quad w_m = \frac{w_1 + w_2}{2}. \qquad (14\text{-}5)$$

Коэффициент минимальной мощности ζ_0 ($\zeta_0 c_{2u} = c'_{2u}$) учитывает, что угол потока β_2 на выходе рабочего колеса меньше угла лопастей (рис. 14-3, *б*). Коэффициент ζ_0 зависит от числа лопастей и выходного угла. Для обычного перекрытия лопастей можно принимать в расчет $\zeta_0 = 0,85 \div 0,9$. Второй член уравнения выражает выходные потери. Для электрических машин без дополнительного направляющего колеса (на выходе) и спирального корпуса в расчет следует вводить полные потери, т. е. $\zeta_1 = 1$. Третий член учитывает потери в лопастном канале: $\zeta_2 = 0,25 \div 0,3$. Скорости c_{2u}, c_2 и w_m измеряются в треугольнике скоростей.

Конструктивные указания. Подток к вентилятору должен быть ускоренным, т. е. поперечное сечение потока должно сужаться в направлении его движения. На входе в вентилятор должны быть предусмотрены скругления защитной шайбы рабочего колеса и неподвижного входного кожуха, для того чтобы предотвратить отрыв потока. Важное значение имеет выполнение зазора, так как поток воздуха в зазоре вызывает вследствие отрывов дополнительные потери. Лопастные каналы должны быть гладкими. Так как потери

от трения во вращающемся канале и без того многократно превосходят потери в неподвижном канале, то в каналах вентиляторов не должны находиться головки заклепок или балансировочные грузы. Кинетическая энергия потока на выходе из рабочего колеса может полезно использоваться посредством направляющего колеса или спирального корпуса; большой концентричный корпус также обеспечивает выигрыш в давлении. Если имеющееся пространство обужено в радиальном направлении, то из соображений борьбы с шумом все же следует выдерживать известное минимальное расстояние между выходом рабочего колеса и корпусом, ребрами или полками (около 50 *мм*).

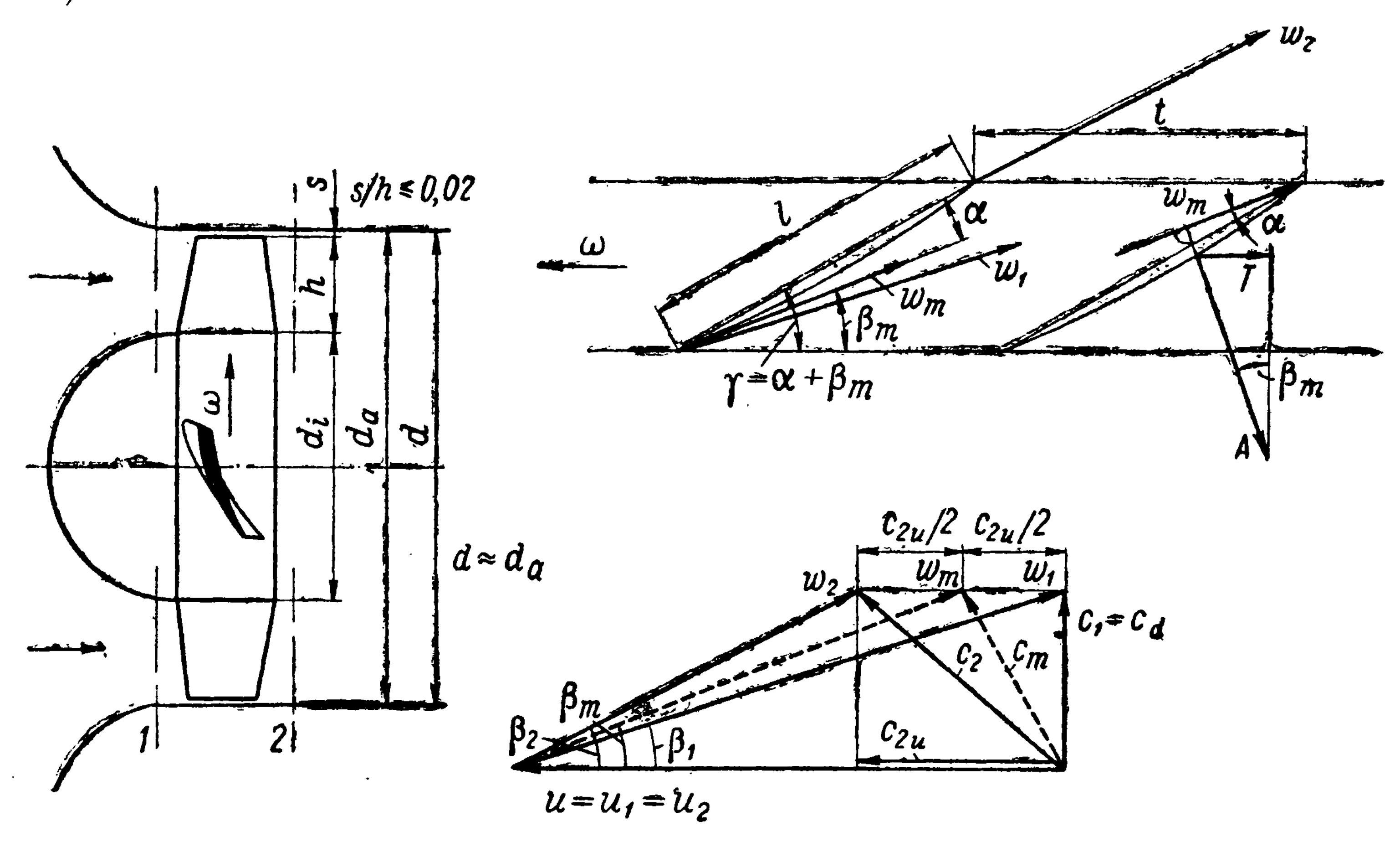


Рис. 14-5. Обозначения и треугольники скоростей осевого вентилятора ($c_{1u} = 0$)

Б. Осевые вентиляторы. При расчете осевого вентилятора сперва определяются основные размеры — наружный диаметр и диаметр втулки (ступицы), и лишь после этого могут рассчитываться лопасти. Приводимый здесь расчет относится к одноступенчатым конструкциям без направляющего колеса с аксиальным входом, причем выходная энергия рассматривается как потери.

В качестве критерия для определения основных размеров (рис. 14-5) используется установленная эмпирическим путем предельная величина замедления относительной скорости на втулке $w_2/w_1 > 0{,}6$ (замкнутый угол $\beta_2 - \beta_1 < 24°$). Лопасти можно рассчитывать по различным методам в зависимости от того, будем ли мы исходить из большого числа лопастей, образующих решетку, или же будем применять к вращающимся лопастям вентилятора теорию несущего крыла. Ниже мы пользуемся для расчета методом несущего крыла. Упрощенное рассмотрение этой теории здесь не приводится.[1]

[1] Traupel W. Thermische Turbomaschinen, Bd. 1, Springer, 1958.
Eckert B. und Schnell E. Axial- und Radialkompessoren, Springer, 1961.
Eck B. Ventilatoren, 4. Aufl., Springer, 1962.

Воздух проходит через осевой вентилятор по кольцевому пространству между втулкой и корпусом на различных радиусах. Лопасти рабочего колеса имеют у втулки меньшую окружную скорость, чем на вершине. В соответствии с этим потоку у втулки может сообщаться меньше энергии, чем на вершинах лопастей. Условия распределения потока у втулки ограничивают создаваемое вентилятором давление ввиду отрыва потока на верхней стороне лопастей. Высокие коэффициенты давления требуют больших отношений диаметров d_i/d_a (рис. 14-5). Одновременно ввиду меньшей площади сечения свободного прохода получаются меньшие коэффициенты расхода. На рис. 14-6

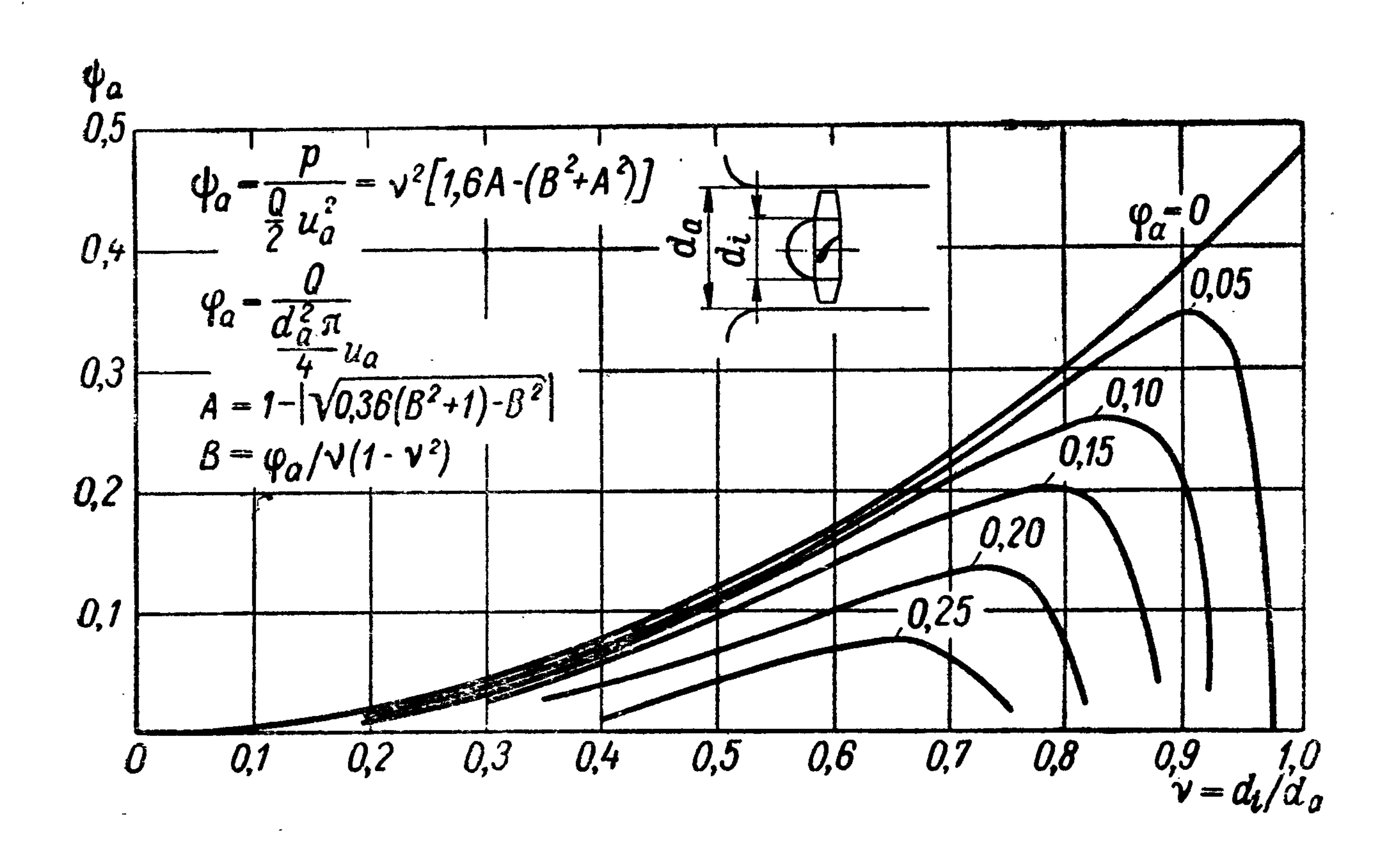


Рис. 14-6. Предельные кривые для осевого вентилятора со свободным выдуванием, отношением скоростей у втулки $w_2/w_1 = 0{,}6$ и к. п. д. $\eta_L = 0{,}8$ в зависимости от отношения диаметров $\nu = d_i/d_a$

приведены предельные кривые осевых вентиляторов для различных коэффициентов расхода φ_a, замедления потока $w_2/w_1 = 0{,}6$ и к. п. д. рабочего колеса $\eta_L = 0{,}8$. Через неизбежный зазор между лопастями и корпусом протекает уравнительный поток, который может оказывать чувствительные помехи прохождению потока через рабочее колесо. Поэтому зазор должен быть как можно меньше ($s/h \leqslant 0{,}02$ — см. рис. 14-5). В случае если конструктивно обусловливаются большие зазоры, то при больших отношениях диаметров осевой вентилятор часто оказывается непригодным.

Определение основных размеров и построение треугольников скоростей. Кроме объемного потока Q, разности давлений p и скорости вращения n, для вентиляторов собственных вентиляционных систем обычно задается также и наибольший диаметр вентилятора d_a. Отсюда рассчитывают окружную скорость u_a на наружном диаметре d_a по формуле

$$u_a = \frac{2\pi n}{60} \cdot \frac{d_a}{2}, \qquad (14\text{-}6)$$

где u_a — в *м/сек*; n — в *об/мин*; d_a — в *м* и коэффициенты ψ_a и φ_a для наружного диаметра по формулам:

$$\psi_a = \frac{p}{(\rho/2)\, u_a^2}; \quad \varphi_a = \frac{Q}{\left(d_a^2 \pi/4\right) u_a}. \tag{14-7}$$

Если установленная таким путем рабочая точка лежит на диаграмме $\psi = f(\nu)$ (рис. 14-6) над соответствующей предельной кривой для φ_a, то следует выбрать больший диаметр или вместо осевого вентилятора применить центробежный вентилятор. Если же рабочая точка лежит намного ниже предельной кривой, то можно выбрать меньший наружный диаметр. Целесообразно выбирать коэффициент давления ψ_a, который был бы ниже предельной кривой примерно на 20%, для того чтобы рабочая точка на характеристике была достаточно далеко удалена от границы отрыва. По диаграмме можно определить также и наиболее благоприятное отношение диаметров. При $\nu = d_i/d_a$ средняя аксиальная скорость протекания c_d составляет

$$c_d = \frac{Q}{\pi\left(d_a^2 - d_i^2\right)/4} = \frac{\varphi_a u_a}{1-\nu^2}. \tag{14-8}$$

Из уравнения (14-4б) с к. п. д. рабочего колеса $\eta_L = 0{,}7 \div 0{,}9$ и с учетом полных выходных потерь $(\rho/2)\, c_2^2$ получается уравнение

$$p = \eta_L \rho u c_{2u} - \frac{\rho}{2} c_2^2. \tag{14-9}$$

Из треугольника скоростей (рис. 14-5) определяем $c_2^2 = c_d^2 + c_{2u}^2$.

Обе зависимости приводят к квадратному уравнению для c_{2u} с интересующим нас решением

$$c_{2u} = \eta_L u - \left|\sqrt{\eta_L^2 u^2 - c_d^2 - \frac{2p}{\rho}}\right|. \tag{14-10}$$

С c_d, c_{2u} и u можно построить треугольники скоростей для какого-либо радиуса свободного прохода, если предположить, что скорости протекания c_d на всех радиусах одинаковы и поворот потока c_{2u} убывает соответственно $c_{2u} r = \text{const}$. Снижение относительной скорости w_2 до w_1 не должно быть слишком сильным ($w_2/w_1 > 0{,}6$). Треугольники скоростей строятся не только для диаметра втулки, но по крайней мере также для среднего и наружного диаметров.

Определение числа лопастей и размеров лопастей. По теории несущего крыла в случае потока без трения на каждую лопасть действует подъемная сила (см. рис. 14-5)

$$A = c_a \frac{\rho}{2} w_m^2 l h, \quad w_m = \frac{w_1 + w_2}{2}, \tag{14-11}$$

где c_a ($c_a = 0{,}9 \div 1{,}1$) — коэффициент подъемной силы. Составляющая сила в окружном направлении при этом

$$T = A \sin \beta_m. \tag{14-12}$$

Та же сила в виде производной по времени от импульса в окружном направлении выражается уравнением [1]

$$T = ht\rho c_1 c_{2u}, \quad c_m = (c_1 + c_2)/2. \tag{14-13}$$

Приравняв уравнения (14-12) и (14-13) и с учетом уравнения (14-11) и зависимости $w_m = c_1/\sin \beta_m$ (рис. 14-5), получим $c_a l/t = 2c_{2u}/w_m$.

Величины c_{2u} и w_m определяются из треугольников скоростей. Деление (шаг) лопастей t и длина лопастей l выбираются таким образом, чтобы для сравнительно больших коэффициентов давления было справедливо $l/t \approx 1$. Из шага лопастей и длины окружности приблизительно определяется число лопастей z (z должно быть целым числом):

$$z = d\pi/t. \tag{14-14}$$

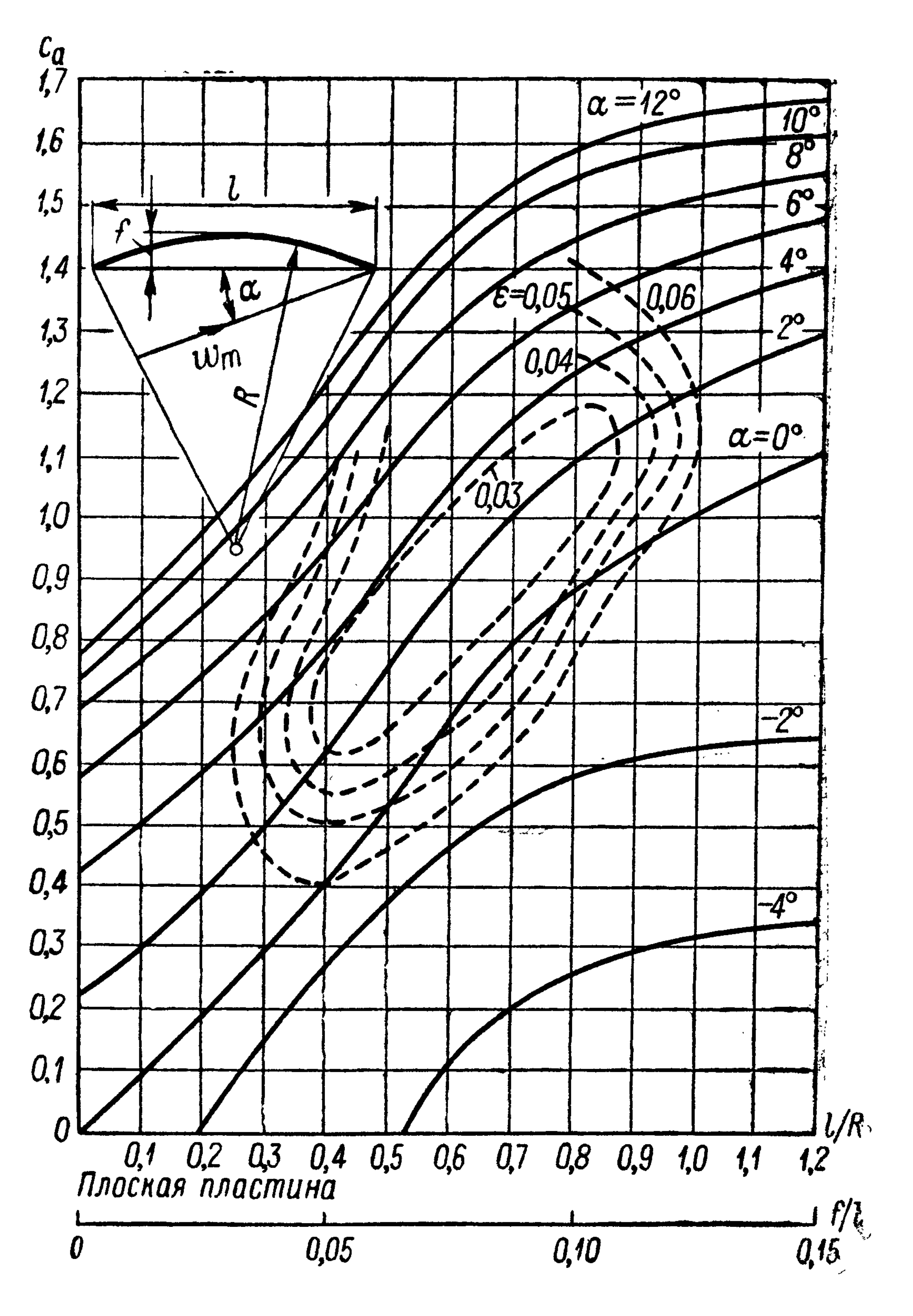


Рис. 14-7. Аэродинамические свойства профилей, образованных дугами окружностей

c_a — коэффициент подъемной силы; ε — коэффициент скольжения

Остается определить еще форму лопасти и угол атаки. Для обеспечения высоких к. п. д. в большом рабочем диапазоне, а также при высоких окружных скоростях целесообразно применять профили несущего крыла, координаты, углы атаки и коэффициенты подъемной силы которых могут быть заимствованы из специальной литературы. При этом следует обратить внимание на то, что данные, которые обычно приводятся для конечной ширины лопастей, должны быть пересчитаны на бесконечную ширину. У лопастей вентиляторов нет свободного обтекания на концах, так как они ограничены втулкой и корпусом. Из технологических соображений в электрических машинах применяются лопасти из тонкой листовой стали с профилями, ограниченными дугами окружностей. Для этих профилей коэффициент подъемной силы c_a и угол атаки α могут быть заимствованы в зависимости от кривизны лопасти из диаграммы [2]

[1] $T = dI_u/dt$; $dI_u = dm \cdot c_{2u}$; $dm/dt = Q\rho$; $Q = ht \cdot c_1$.
[2] Eck B. Ventilatoren, 4. Aufl., Springer, 1962, S. 221.

на рис. 14-7. Расчет должен производиться таким образом, чтобы достигались как можно меньшие коэффициенты скольжения ε ($\operatorname{tg}\varepsilon = c_w/c_a$ — отношение коэффициента сопротивления к коэффициенту подъемной силы).

Исходя из этого, можно окончательно установить размеры лопастей в зависимости от радиуса. Угол γ между хордой лопасти и окружным направлением равен сумме входного угла β_m вектора относительной скорости w_m в треугольнике скоростей и угла атаки α (см. рис. 14-5).

Конструктивные указания. Достаточное ускорение потока перед входом в осевое колесо для обеспечения равномерного подтока воздуха к нему здесь еще важнее, чем для центробежного вентилятора. Это достигается путем уменьшения втулки, устройства входной воронки и достаточно широких воздухоподводящих каналов. Сужение сечения в направлении к рабочему колесу должно происходить равномерно. Неизбежные опоры, распорки и несущие звезды должны быть расположены перед сужением поперечного сечения.

Зазор между лопастями рабочего колеса и наружным кожухом, а также между лопастями и втулкой у вентиляторов с поворотными лопастями должен выдерживаться малым. Особенно важно это при больших коэффициентах давления и коротких лопастях (у вентилятора, который имел воздушный зазор, равный 7,5% длины лопасти, уменьшение зазора привело к увеличению максимального давления на 90%). Неподвижные направляющие колеса необходимы для многоступенчатых осевых вентиляторов. Вентиляторы с поворотными лопастями позволяют производить дополнительную подгонку объемного потока к потребному количеству охлаждающего воздуха. Тем самым можно оказывать значительное влияние на мощность холостого хода машины. Неблагоприятное соразмерение между вентилятором и аэродинамическим сопротивлением машины в большинстве случаев не удается исправить путем поворота лопастей.

Приложение 1

Расчет кольца

А. Тонкостенное кольцо ($h \ll r$). *1. Равномерная нагрузка по окружности.* Обозначения по рис. П-1:

r — радиус, *см*;
h — толщина, *см*;
l — длина, *см*;
$A = hl$ — площадь поперечного сечения, *см²*;
E — модуль упругости, *кГ/см²*;
p — радиальная нагрузка на поверхность, *кГ/см²*;
$\bar{p} = pl$ — радиальная нагрузка, распределенная на участке, *кГ/см*;
$P = 2\pi rpl = 2\pi \bar{p} r$ — радиальная сила, *кГ*;
σ — тангенциальное напряжение, *кГ/см²*;
$T = \sigma A$ — тангенциальная сила, *кГ*;
u — радиальная деформация, *см*;
$k_p = u/p$; $k_{\bar{p}} = u/\bar{p}$; $k_P = u/P$ — коэффициенты влияния, соответственно *см³/кГ*, *см²/кГ*, *см/кГ*;
$\rho = \gamma/g$ — плотность, *кГ·сек²/см⁴*;
$\omega = \frac{\pi}{30} n$ — угловая скорость, *1/сек*;
n — скорость вращения, *об/мин*.

Для напряжения, деформации и коэффициента влияния тонкого кольца получаются нижеследующие формулы в зависимости от того, будут ли учитываться нагрузки, распределенные по поверхности; нагрузки, распределенные на участке, или сосредоточенные нагрузки.

З а д а н ы:

Нагрузка, распределенная по поверхности, p	Нагрузка, распределенная на участке, $\bar{p}$	Сосредоточенная нагрузка P
И с к о м ы е:		
$\sigma = \frac{plr}{A} = \frac{pr}{h}$	$\sigma = \frac{\bar{p}r}{A}$	$T = \frac{P}{2\pi}$
$u = \frac{plr^2}{EA} = \frac{pr^2}{Eh} = \frac{\sigma r}{E}$	$u = \frac{\bar{p}r^2}{EA} = \frac{\sigma r}{E}$	$u = \frac{P}{2\pi} \cdot \frac{r}{EA} = T \frac{r}{EA}$
$k_p = \frac{lr^2}{EA} = \frac{r^2}{Eh}$	$k_{\bar{p}} = \frac{r^2}{EA}$	$k_P = \frac{r}{2\pi EA}$

Если нагрузка образуется собственной центробежной силой кольца при угловой скорости ω, то с

$$\bar{p} = \rho A \omega^2 r \qquad \text{(П-1)}$$

тангенциальное растягивающее напряжение и радиальная деформация будут составлять

$$\sigma = \rho\omega^2 r^2; \quad \text{(П-2а)} \qquad u = \rho\omega^2 r^3/E. \qquad \text{(П-3а)}$$

При пересчете на скорость вращения n получаем

$$\sigma = 0{,}010966\rho r^2 n^2; \quad \text{(П-2б)} \qquad u = 0{,}010966\frac{\rho r^3 n^2}{E}, \qquad \text{(П-3б)}$$

где σ, E — в *кГ/см*²; u, r — в *см*; ρ — в *кГ·сек²/см⁴*, n — в *об/мин*, а для стали с $\rho = 8{,}00\cdot 10^{-6}$ *кГ·сек²/см⁴*; $E = 2{,}1\cdot 10^6$ *кГ/см²* будет

$$\sigma = 8{,}77\cdot 10^{-8} r^2 n^2; \qquad \text{(П-2в)}$$

$$u = 8{,}77\cdot 10^{-8}\frac{r^3 n^2}{E}, \qquad \text{(П-3в)}$$

где σ, E — в *кГ/см²*; u, r — в *см*; n — в *об/мин*.

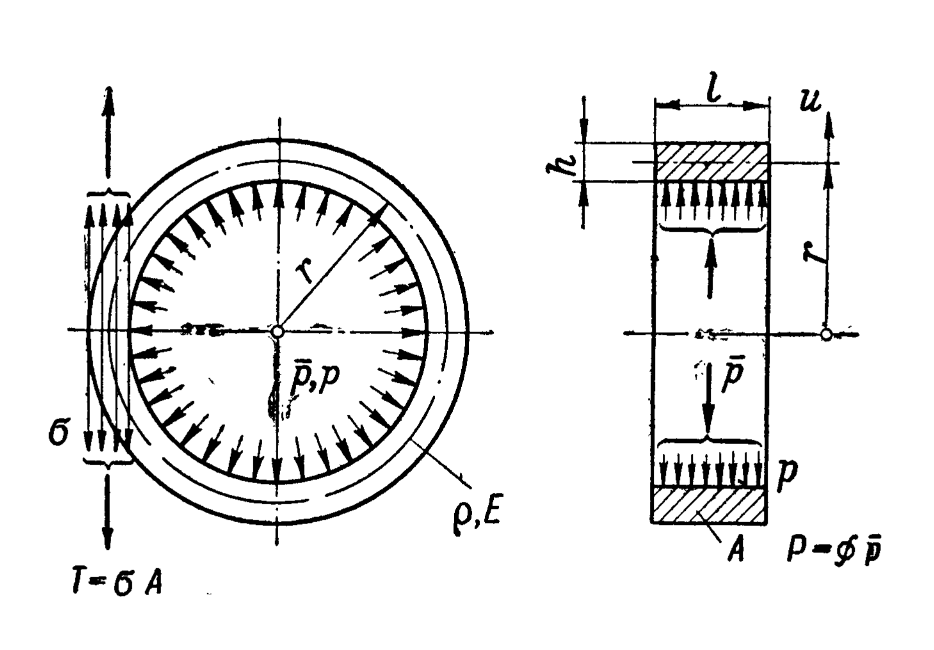


Рис. П-1. Равномерно нагруженное тонкое кольцо

2. *Сосредоточенные нагрузки.* Расчет тонкого кольца с сосредоточенными нагрузками см. в приложении 3.

Б. Толстостенное кольцо. а) В отношении толстостенного кольца с равномерной нагрузкой по окружности см. табл. 10-5.

б) В отношении толстостенного кольца с сосредоточенными нагрузками или с нагрузками, периодически распределенными по участкам, см. рис. 10-28 и 10-29.

Приложение 2

Расчет свободных и жестко закрепленных фланцев. Выкручивание кругового кольца под действием внешнего момента

А. Свободный фланец.[1] Если через m, *кГ·см/см* = *кГ*, обозначить внешний выкручивающий момент (на единицу длины окружности), который представляет собой нагрузку фланца, то угол поворота ϑ, *рад*, поперечного сечения, заштрихованного на рис. П-2,

$$\vartheta = \frac{12ma}{Eh^3 \ln(d/c)} \qquad \text{(П-4а)}$$

и максимальное тангенциальное напряжение на внутренней кромке фланца

$$\sigma_t = \frac{6ma}{h^2 c \ln(d/c)}. \qquad \text{(П-5а)}$$

Если фланец кольцеобразен, так что $b \ll c$, то ввиду зависимости

$$\ln\frac{d}{c} = \ln\left(\frac{a+b/2}{a-b/2}\right) \approx \ln 1 + \frac{b}{a} \approx \frac{b}{a}, \; d = a + b/2, \quad c = a - b/2$$

получаются простые формулы для угла поворота и максимального напряжения:

$$\vartheta = \frac{ma^2}{EI_x}, \quad I_x = \frac{bh^3}{12}; \; \text{(П-4б)} \quad \sigma_t = \frac{may}{I_x}, \quad y = \frac{h}{2}. \qquad \text{(П-5б)}$$

[1] Timoschenko S. Strength of materials, part II, p. 177. D. Van Nostrand Comp. Inc., New York, 1953, Перевод 3-го американского издания: Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. М. Физматгиз, 1960.

Если же действующий на фланец выкручивающий момент создается парой сил на окружности (рис. П-2, *б*), то необходимо обратить внимание на то, что при нагрузке R, *кГ/см* (на единицу длины окружности), действующей по внутренней кромке, линейная нагрузка, действующая по наружной кромке, должна иметь по условиям равновесия величину Rc/d. Момент рассчитывается при этом из выражения

$$m = R\frac{c}{a}(d - c). \qquad \text{(П-6)}$$

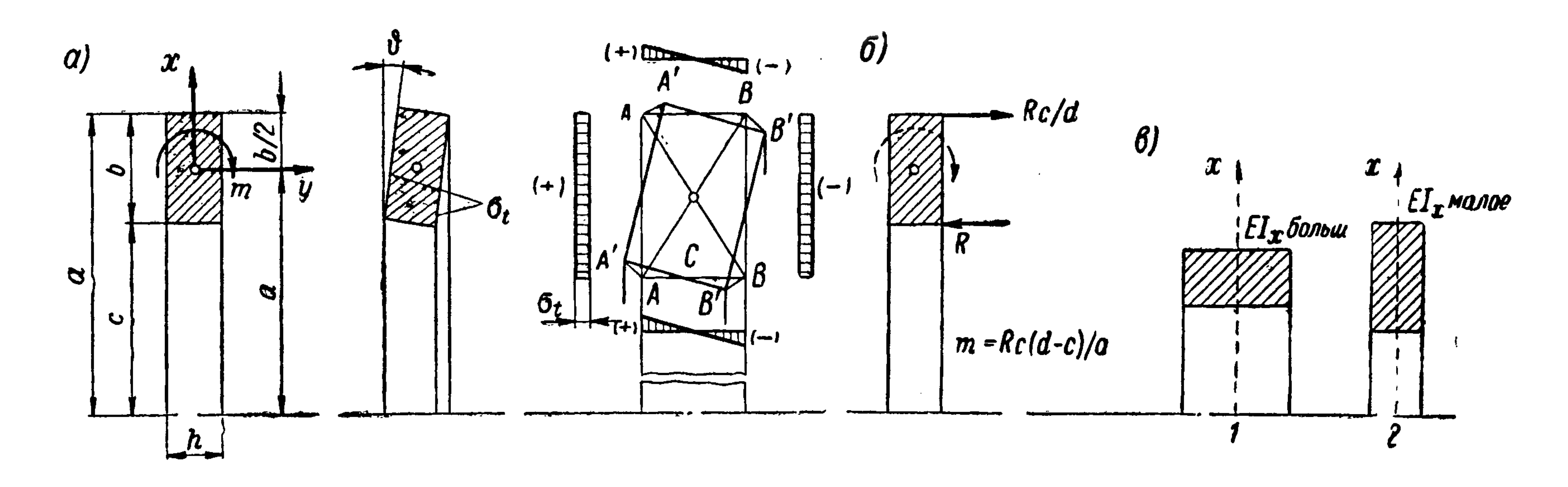


Рис. П-2. Выкручивание кольца

1 — трубное кольцо; *2* — дисковое кольцо

Относительно распределения напряжений следует заметить, что угол поворота ϑ создает неравномерные тангенциальные напряжения по поперечному сечению (рис. П-2, *а*). Точки A и B принимают после поворота положения A' и B'. Так как точка A' лежит на несколько большем радиусе, чем A, а точка B' — на несколько меньшем радиусе, чем B, то волокно в точке A растягивается, а в точке B сжимается. Точка C между точками A и B не имеет радиальной со-

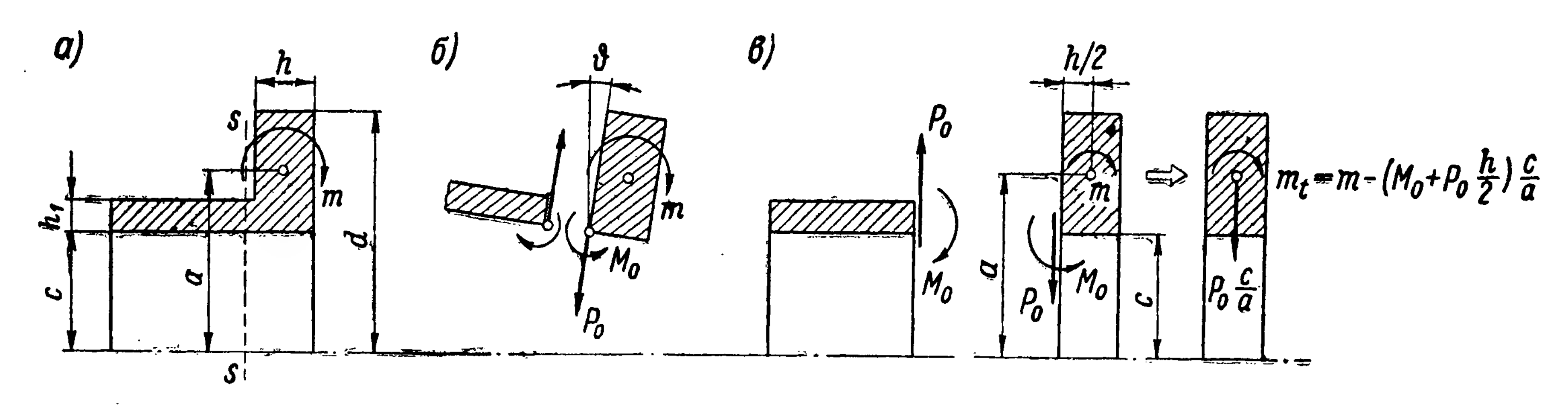


Рис. П-3. Выкручивание жесткого фланца

ставляющей сжатия и поэтому не испытывает нагрузки (нулевая точка напряжения). Образуется прямолинейное распределение напряжения по аксиальной длине h кольца и, следовательно, распределение напряжения, аналогичное распределению при изгибе балки относительно нейтральной оси x. Таким образом, дискообразное кольцо имеет меньшее сопротивление выкручиванию, чем трубчатое (рис. П-2, *в*).

Б. Жесткий фланец. Пусть жесткий фланец нагружается внешним выкручивающим моментом m, *кГ·см/см* = *кГ* (на единицу длины окружности) — рис. П-3. Жесткий фланец, состоящий из Г-образного профиля, можно разделить сечением s—s на дисковое кольцо и трубчатое кольцо или круглоцилиндрическую оболочку. В сечение в месте раздела следует ввести изгибающий момент M_0, *кГ·см/см* = *кГ*, и поперечную силу P_0, *кГ/см* (на единицу длины окружности). При допущении, что фланец в радиальном направлении является жестким, радиальные деформации обеих частей должны быть равны нулю, в то время как

угол поворота ϑ сечения, принадлежащего обеим частям, должен быть одинаков по величине.

Исходя из этих двух условий, можно определить силы, действующие в поперечном сечении:

$$P_0 = \beta M_0, \quad \beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{c^2 h_1^2}}; \tag{П-7}$$

$$M_0 = m \frac{a/c}{1 + \frac{\beta h}{2} + \frac{1-\nu^2}{2\beta c}\left(\frac{h}{h_1}\right)^3 \ln \frac{d}{c}}. \tag{П-8}$$

Определение нагрузки фланца должно производиться для обеих частей раздельно. Дисковое кольцо нагружается моментом m_t (рис. П-3, *в*) величиной

$$m_t = m - \left(M_0 + P_0 \frac{h}{2}\right)\frac{c}{a} = m - M_0 \frac{c}{a}\left(1 + \frac{h}{2}\beta\right). \tag{П-9}$$

Нагрузкой от силы P_0, приведенной к центру тяжести кольца, можно пренебречь, так как предположена абсолютная радиальная жесткость.

Тангенциальное напряжение в дисковом кольце может рассчитываться по формулам (П-5а) и (П-5б).

В противоположность этому трубчатое кольцо нагружается в месте сечения моментом M_0 и силой P_0. Возникающие напряжения могут рассчитываться с помощью коэффициентов влияния для круглоцилиндрической оболочки, приведенных в приложении 5.

Приложение 3

Напряжения и деформации обода колеса под действием натяжения спиц

Представим себе, что статически неопределимая система (рис. П-4) подразделена сечениями s между спицами на статически определимые дуговые элементы. В места разделов при этом следует ввести нормальную силу N_0 и изгибающий момент M_0, эквивалентные действию соседних дуговых элементов. Поперечная сила Q_0 отсутствует по условиям симметрии.

Условие равновесия сил на дуговом элементе сразу же даст зависимые от центрального угла φ силы и момент, действующие в сечении:

$$\left.\begin{aligned} &N(\varphi) = N_0 \cos\varphi; \quad Q(\varphi) = N_0 \sin\varphi; \\ &M(\varphi) = M_0 + N_0 r(1-\cos\varphi), \quad N_0 = \frac{X}{2\sin\alpha}. \end{aligned}\right\} \tag{П-10}$$

Неизвестная величина M_0 должна быть определена по условиям деформации. Угол поворота концевого сечения дугового элемента в точке $\varphi = 0$ должен быть равен нулю. Угол поворота целесообразно рассчитывать исходя из минимума работы, затрачиваемой на изменение формы. Следовательно, будет $\partial U/\partial M_0 = 0$.

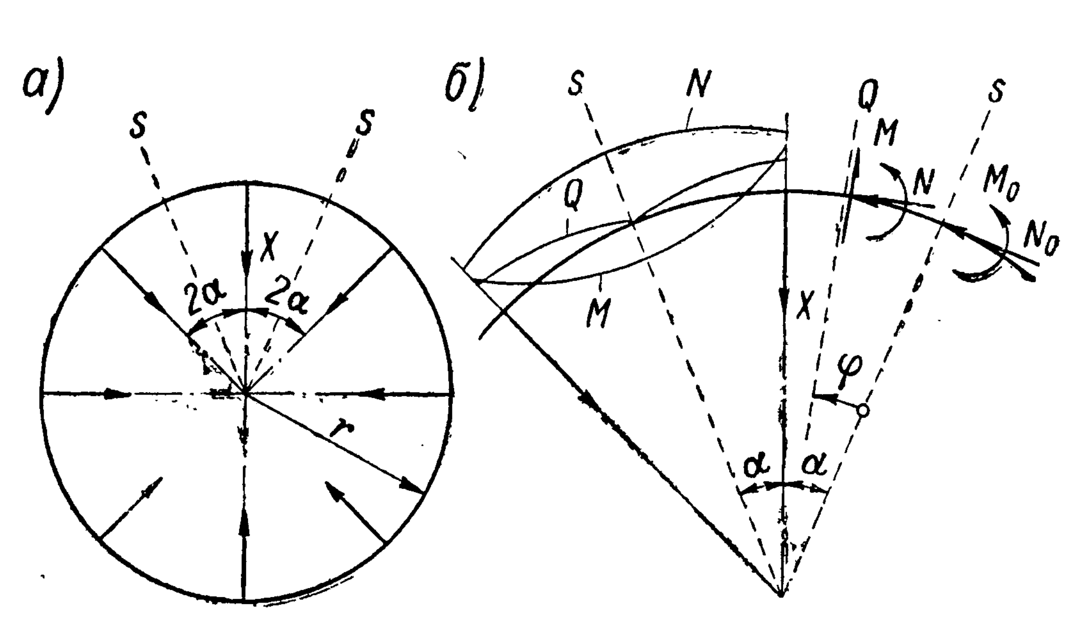


Рис. П-4. Обод ротора и силы, действующие на спицы

Обозначая I момент инерции и A площадь поперечного сечения и пренебрегая относительно малым влиянием сдвига, получаем выражение для потенциальной энергии:

$$U = 2\int_0^\alpha \frac{M^2(\varphi)\, r d\varphi}{2EI} + 2\int_0^\alpha \frac{N^2(\varphi)\, r d\varphi}{2EA}, \qquad (\text{П-11})$$

откуда

$$\frac{\partial U}{\partial M_0} = \frac{r}{EI}\left[2M_0\alpha + \frac{Xr}{\sin\alpha}(\alpha - \sin\alpha)\right] \qquad (\text{П-12})$$

(влияние нормальной силы исчезает), следовательно, искомая величина

$$M_0 = X\frac{r}{2}\left(\frac{1}{\alpha} - \frac{1}{\sin\alpha}\right). \qquad (\text{П-13})$$

В результате оказываются известными все силы, действующие в сечении, а вместе с тем и в ободе колеса:

$$N(\varphi) = X\frac{\cos\varphi}{2\sin\alpha}; \quad Q(\varphi) = X\frac{\sin\varphi}{2\sin\alpha}; \quad M(\varphi) = X\frac{r}{2}\left(\frac{1}{\alpha} - \operatorname{ctg}\varphi\right). \qquad (\text{П-14})$$

Качественное изменение сил по дуге φ показано на рис. П-4, *б*. Радиальная деформация $\delta = u_{kx}$ в точке $\varphi = \alpha$, т. е. в месте приложения силы X, определяется непосредственно производной от работы изменения формы U по силе X. Без учета относительно малого влияния сдвига будет

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial X} = \frac{rX}{EA}\cdot\frac{1}{4}\left(\frac{\alpha}{\sin^2\alpha} + \operatorname{ctg}\alpha\right) + \frac{r^3X}{EI}\cdot\frac{1}{4}\left(\frac{\alpha}{\sin^2\alpha} - \frac{2}{\alpha} + \operatorname{ctg}\alpha\right). \qquad (\text{П-15})$$

Первое слагаемое в правой части уравнения выражает влияние нормальной силы, а второе слагаемое — влияние изгибающего момента.

Приложение 4

Нагрузка на спицу колеса под действием внешнего вращающего момента

Пусть M_t — вращающий момент, который должен передаваться на обод или втулку ротора через a спиц (рис. П-5). Представим себе, что венец отделен от спиц. При этом в месте мысленного раздела на спицу, жестко заделанную во втулке, действует вращающий момент M и поперечная сила Q. Допуская, что жесткость спицы на изгиб EI меньше изгибной жесткости обода, можно считать, что спицы жестко заделаны и в ободе. Тогда исходя из элементарной теории прочности справедливы следующие зависимости между углом поворота φ, тангенциальным смещением φr конца спицы у обода и вызывающими их силой Q и моментом M:

$$\varphi = \frac{Ql^2}{2EI} - \frac{Ml}{EI}; \qquad (\text{П-16})$$

$$\varphi r = \frac{Ql^3}{3EI} - \frac{Ml^2}{2EI}. \qquad (\text{П-17})$$

Условие равновесия моментов на спицах требует, чтобы

$$M_t/a = Qr - M. \qquad (\text{П-18})$$

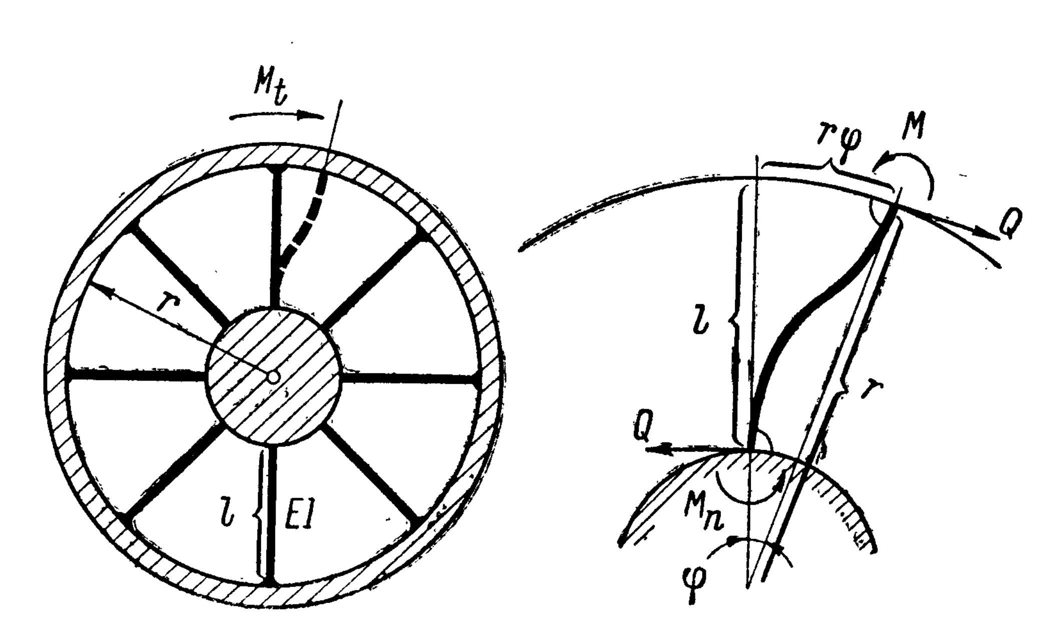


Рис. П-5. Ротор со спицами, нагруженный внешним вращающим моментом

Эти три уравнения достаточны для определения трех неизвестных φ, Q и M. Искомый момент в месте заделки у обода, если обозначить $l/r = \lambda$, составляет

$$M = \frac{M_t}{a} \cdot \frac{\lambda\left(1 - \frac{2}{3}\lambda\right)}{2\left(1 - \lambda + \frac{1}{3}\lambda^2\right)}. \qquad (\text{П-19})$$

Изгибающий момент в сечении у втулки

$$M_n = Ql - M = \frac{M_t}{a} \cdot \frac{\lambda\left(1 - \frac{1}{3}\lambda\right)}{2\left(1 - \lambda + \frac{1}{3}\lambda^2\right)}. \qquad (\text{П-20})$$

В предельном случае $\lambda = 1$ $(l = r)$ будет

$$M = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_t}{a}, \quad M_n = \frac{M_t}{a}, \qquad (\text{П-21})$$

т. е. изгибающий момент в месте заделки спицы в обод равен половине распределенного по a спицам внешнего вращающего момента.

Приложение 5

Некоторые коэффициенты влияния для жесткой на изгиб круглоцилиндрической оболочки с вращательно-симметричной нагрузкой

Дифференциальное уравнение для радиальной деформации u тонкой круглоцилиндрической оболочки с постоянной толщиной стенки, нагруженной радиальным давлением p и вращающейся с угловой скоростью ω вокруг своей оси, имеет вид:[1]

$$\frac{d^4u}{dx^4} + 4\beta^4 u = \frac{p}{D} + \frac{\rho\omega^2 rh}{D}, \qquad \beta^4 = \frac{Eh}{4Dr^2}, \qquad (\text{П-22})$$

где $D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)}$ обозначает изгибную жесткость оболочки (рис. П-6). Полное решение с четырьмя постоянными интегрирования C_1—C_4 целесообразно записать в следующем виде:[2]

$$u = \frac{pr^2}{Eh} + \frac{\rho\omega^2 r^3}{E} + C_1 \operatorname{sh}\beta x \sin\beta x + C_2 \operatorname{ch}\beta x \sin\beta x + C_3 \operatorname{sh}\beta x \cos\beta x + C_4 \operatorname{ch}\beta x \cos\beta x. \qquad (\text{П-23})$$

Располагая начало координат в центре оболочки, получаем четыре необходимых краевых условия для случая, когда единственной нагрузкой оболочки является радиальная нагрузка q_0 (на единицу длины окружности), приложенная на одном конце (рис. П-6, a):

$$\left.\begin{aligned} q(-l) &= 0; & m(-l) &= 0; \\ q(l) &= q_0; & m(l) &= 0, \end{aligned}\right\} \qquad (\text{П-24})$$

---

[1] Biezeno C. B., Grammel R. Technische Dynamik, 2. Aufl., Bd. 1, Springer, 1953.

[2] Два первых выражения соответствуют выражениям для тонкого кольца (см. приложение 1).

где m — изгибающий момент (на единицу длины окружности) относительно оси, перпендикулярной аксиальной плоскости. Поперечная сила и изгибающий момент связаны с радиальной деформацией u известными зависимостями

$$q = D\,\frac{d^4u}{dx^4}\,; \quad m = D\,\frac{d^2u}{dx^2}\,. \tag{П-25}$$

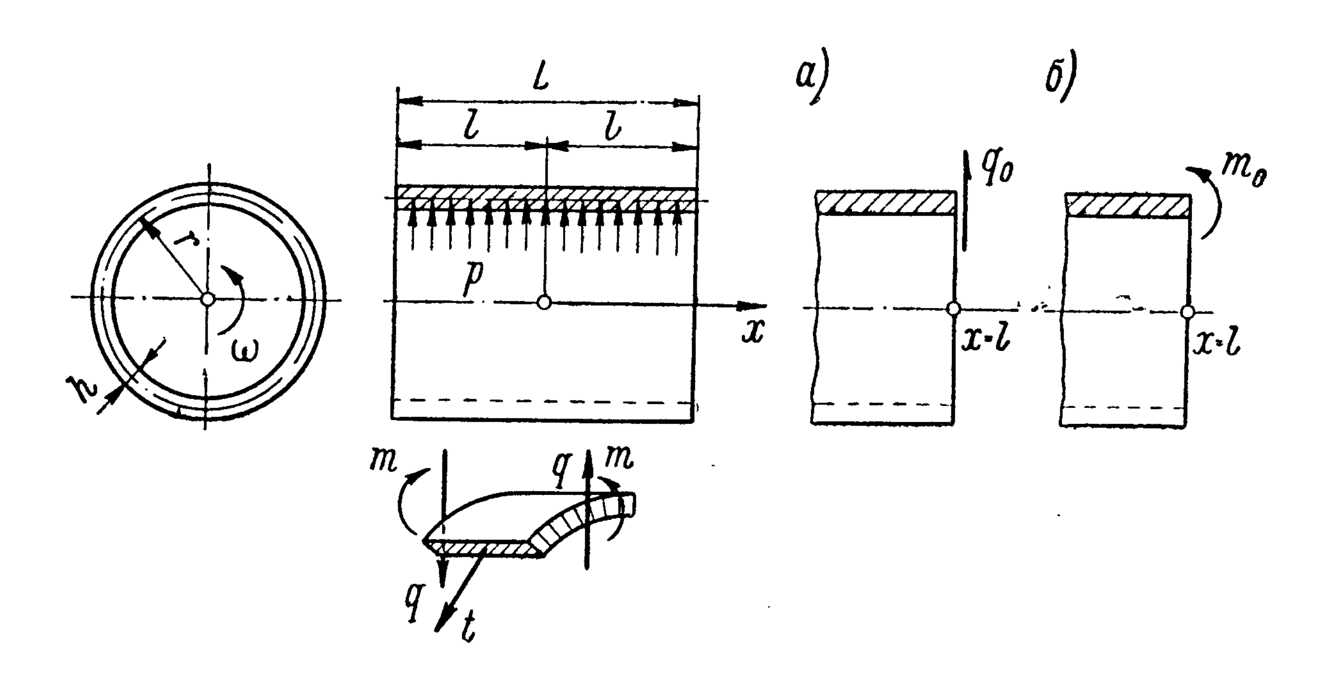


Рис. П-6. Жесткая на изгиб круглоцилиндрическая оболочка с равномерно распределенной по окружности радиальной нагрузкой

ω — угловая скорость; p — радиальная нагрузка; q — поперечная сила; m — изгибающий момент; t — тангенциальная сила

Уравнения (П-23), (П-24) и (П-25) после дифференцирования дают четыре линейных уравнения для определения четырех постоянных интегрирования C. Нас интересует деформация u на концах и изгибающий момент m в середине оболочки. После некоторых преобразований и упрощений получаем следующие выражения:

$$\left.\begin{aligned}
&u(l) = \beta_{11}q_0; \quad \beta_{11} = \frac{2\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{E\sqrt{(h/r)^3}}\cdot\frac{\operatorname{sh}\alpha\operatorname{ch}\alpha - \sin\alpha\cos\alpha}{\operatorname{sh}^2\alpha - \sin^2\alpha};\\
&u(-l) = \beta_{12}q_0; \quad \beta_{12} = -\frac{2\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{E\sqrt{(h/r)^3}}\cdot\frac{\operatorname{ch}\alpha\sin\alpha - \operatorname{sh}\alpha\cos\alpha}{\operatorname{sh}^2\alpha - \sin^2\alpha};\\
&m(0) = \lambda q_0; \quad \lambda = \frac{r\left(\frac{2l}{r}\right)}{\alpha}\left[\frac{\operatorname{sh}\frac{\alpha}{2}\sin\frac{\alpha}{2}(\operatorname{ch}\alpha\sin\alpha - \operatorname{sh}\alpha\cos\alpha)}{\operatorname{sh}^2\alpha - \sin^2\alpha} - \right.\\
&\qquad\left. - \frac{\operatorname{sh}\alpha\sin\alpha\left(\operatorname{ch}\frac{\alpha}{2}\sin\frac{\alpha}{2} - \operatorname{sh}\frac{\alpha}{2}\cos\frac{\alpha}{2}\right)}{\operatorname{sh}^2\alpha - \sin^2\alpha}\right],
\end{aligned}\right\} \tag{П-26}$$

где $\alpha = \frac{2l}{r}\sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{(h/r)^2}}$.

Для случая когда единственной нагрузкой оболочки является изгибающий момент m_0 (на единицу длины окружности), приложенный по наружному краю $x = l$ (рис. П-6, б), соответствующие краевые условия будут

$$\left.\begin{aligned}
&q(-l) = 0; \quad m(-l) = 0;\\
&q(l) = 0; \quad m(l) = m_0.
\end{aligned}\right\} \tag{П-27}$$

Расчет дает при этом следующие зависимости:

$$\left.\begin{aligned}
&u(l)=\gamma_{11}m_0;\quad \gamma_{11}=\frac{2\sqrt{3(1-\nu^2)}}{Eh(h/r)}\cdot\frac{\operatorname{sh}^2\alpha+\sin^2\alpha}{\operatorname{sh}^2\alpha-\sin^2\alpha};\\
&u(-l)=\gamma_{12}m_0;\quad \gamma_{12}=\frac{4\sqrt{3(1-\nu^2)}}{Eh(h/r)}\cdot\frac{\operatorname{sh}\alpha\sin\alpha}{\operatorname{sh}^2\alpha-\sin^2\alpha};\\
&m(0)=\zeta m_0;\\
&\zeta=\frac{2\operatorname{sh}\frac{\alpha}{2}\sin\frac{\alpha}{2}+\left(\operatorname{sh}\frac{\alpha}{2}\cos\frac{\alpha}{2}-\operatorname{ch}\frac{\alpha}{2}\sin\frac{\alpha}{2}\right)\times(\operatorname{ch}\alpha\sin\alpha+\operatorname{sh}\alpha\cos\alpha)}{\operatorname{sh}^2\alpha-\sin^2\alpha}.
\end{aligned}\right\}\quad (\text{П-28})$$

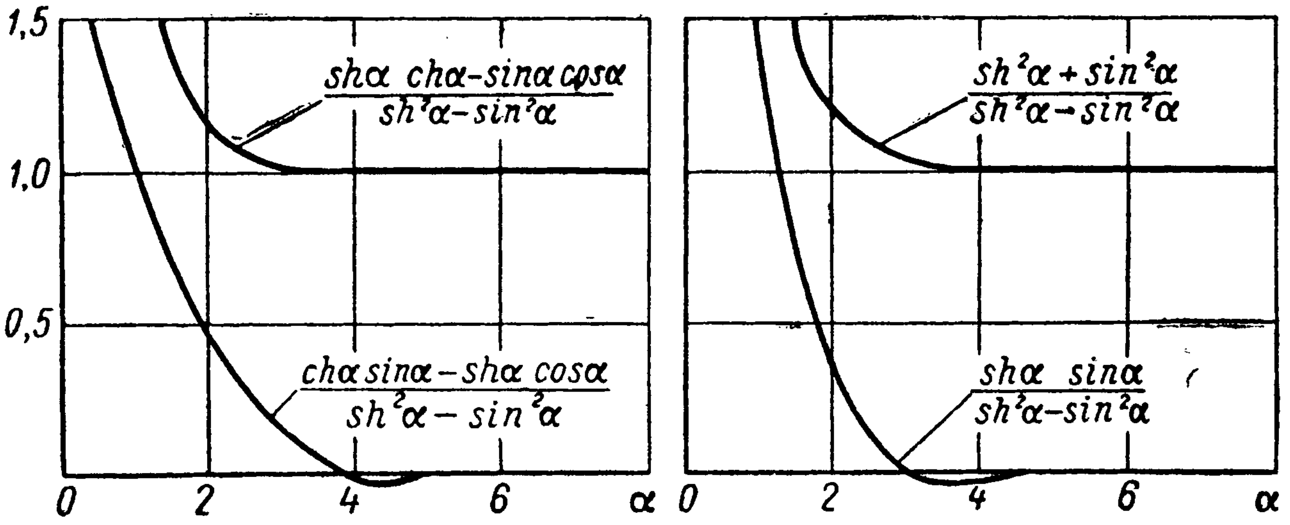


Рис. П-7. Функции влияния

Относительно практического расчета надо заметить следующее[1].

Относящиеся к коэффициентам влияния β_{11}, β_{12} и γ_{11}, γ_{12} функции α изображены на рис. П-7. По кривым устанавливаем, что для $\alpha > 3$ функции без каких-либо сомнений можно приравнять нулю или единице. Так как неравенство $\alpha > 3$ для $\nu = 0{,}3$ (сталь) равнозначно с

$$\frac{L}{\sqrt{hr}} > \sqrt[4]{\frac{27}{3(1-\nu^2)}} = 2{,}34, \qquad (\text{П-29})$$

то по уравнениям (П-26) и (П-28) это означает, что у цилиндра, длина которого $L > 2{,}34\sqrt{hr}$, краевая нагрузка проявляется только на участке длиной $2{,}34\sqrt{hr}$ от поперечного сечения, где она приложена, и что остальная часть цилиндра остается практически без искажений и, следовательно, без напряжений.

Влияния p, ω, q_0 и m_0 ввиду линейного характера дифференциального уравнения (П-22) могут взаимно налагаться. Тангенциальная сила t в кольце (см рис. П-6) составляет

$$t = \frac{Eh}{r}u, \qquad (\text{П-30})$$

причем положительному знаку соответствует растяжение.

---

[1] Biezeno C. B., Grammel R. Technische Dynamik, 2. Aufl., Bd. 1, Springer, 1953, S. 514.

Радиальная деформация на наружном свободном конце вращающейся упругой спицы ротора

Пусть спица ротора (рис. П-8) своим внутренним концом прочно заделана во втулке, которая считается жесткой. При вращении упругая спица удлиняется под действием собственной центробежной силы, и требуется определить удлинение на свободном наружном конце этой спицы. (Представим себе, что обод отделен от спицы.) Центробежная сила dZ элемента спицы постоянного поперечного сечения длиной dr на расстоянии r от центра вращения O равна

$$dZ = Adr\rho\omega^2 r, \qquad \text{(П-31)}$$

где ω — постоянная угловая скорость, а $\rho = \gamma/g$ — плотность материала спицы. При этом на поперечное сечение спицы на расстоянии r от оси вращения действует центробежная сила

$$Z(r) = \int_r^{r_a} dZ = A\rho\omega^2 \int_r^{r_a} rdr = \frac{A\rho\omega^2}{2}\left(r_a^2 - r^2\right), \qquad \text{(П-32а)}$$

вследствие чего полная центробежная сила спицы, воспринимаемая в месте ее заделки $r = r_i$, составляет

$$Z(r_i) = Z_0 = \frac{A\rho\omega^2}{2}\left(r_a^2 - r_i^2\right). \qquad \text{(П-32б)}$$

Эту формулу можно представить в более наглядном виде. Если обозначить через R расстояние центра тяжести спицы S от оси вращения и через $l = r_a - r_i$ длину спицы, то будет

$$Z_0 = Al\rho\omega^2 R = \frac{G}{g}\omega^2 R, \qquad \text{(П-32в)}$$

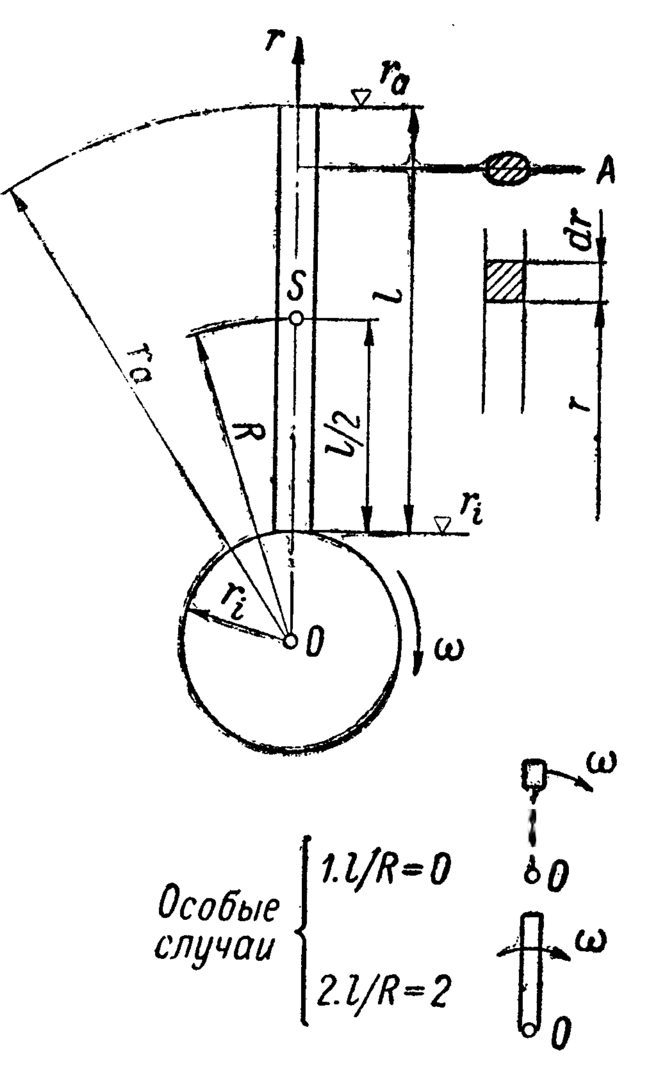


Рис. П-8. Вращающаяся упругая спица

где $G = gAl\rho$ — вес спицы, т. е. действующая на втулку центробежная сила спицы равна центробежной силе спицы, предполагаемой абсолютно жесткой.

Радиальное удлинение du элемента спицы на расстоянии r от оси вращения составляет

$$du = \frac{\sigma(r)}{E} dr, \qquad \text{(П-33)}$$

где σ — действующее на участке r напряжение; E — модуль упругости. Это напряжение создается центробежной силой, так что справедливо выражение

$$\sigma(r) = Z(r)/A. \qquad \text{(П-34)}$$

Полное удлинение на конце спицы у обода при $r = r_a$ составляет

$$u(r_a) = u_a = \int_{r_1}^{r_a} \frac{Z(r)}{EA} dr = \frac{\rho\omega^2}{2E}\int_{r_i}^{r_a}\left(r_a^2 - r^2\right) dr = \frac{\rho\omega^2}{6E}\left(2r_a^3 - 3r_a^2 r_i + r_i^3\right) \qquad \text{(П-35)}$$

или с R и l вместо r_i и r_a

$$u_a = \frac{\rho\omega^2 l^2 R}{2E}\left(1 + \frac{l}{6R}\right) = \frac{Z_0 l}{EA}\cdot\frac{1}{2}\left(1 + \frac{l}{6R}\right) = \frac{Z_0 l}{EA} f\left(\frac{l}{R}\right);$$

$$f\left(\frac{l}{R}\right) = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{l}{6R}\right). \qquad \text{(П-36)}$$

Выражение $Z_0 l/EA$ можно рассматривать как удлинение спицы, которая по всей своей длине l нагружается силой Z_0.

Для того чтобы установить практические пределы множителя $f(l/R)$, надо рассмотреть два особых случая (рис. П-8):

1. $l/R = 0; \quad f(0) = {}^1/_2(1+0) = {}^1/_2 = 0{,}500;$

2. $l/R = 2; \quad f(2) = {}^1/_2(1+{}^2/_6) = {}^2/_3 = 0{,}667.$

Следовательно, во всех практических случаях f остается в пределах $0{,}500 < f < 0{,}667$. Возможные вариации незначительны. Удлинение на свободном конце спицы у обода составляет несколько больше половины удлинения, которое получилось бы, если бы спица на всей своей длине нагружалась центробежной силой Z_0.

ЛИТЕРАТУРА

1. Публикации МЭК

34 Recommendations for rotating electrical machinery (excluding machines for traction vehicles).

34-1 (1960) Part 1.

34-2 (1960) Part 2. Determination of efficiency of rotating electrical machinery.

34-3 (1962) Part 3. Ratings and characteristics of 3-phase 50 Hz (c/s) turbinetype generators.

45 (1958) Recommendations of steam turbines. Part 1. Specification.

48 (1961) Rules for electrical traction motors.

72 Recommendations for the dimensions and output ratings of electric motors.

72-1 (1959) Part 1. Foot-mounted induction motors with shaft heights between 56 and 315 mm.

72-2 (1960) Part 2. Dimensions of mounting flanges for electric motors.

85 (1957) Recommendations for the classification of materials for the insulation of electrical machinery and apparatus in relation to their thermal stability in service.

101 (1958) Rules for auxiliary machines on motor vehicles (electric motors and generators).

102 (1958) Rules for the electric transmission of vehicles diesel engines (main d. c. motors and generators).

123 (1961) Recommendations for sound level meters.

136. Dimensions of brushes and brush-holders for electrical machinery.

136-1 (1962) Part 1. Principal dimensions and tolerances.

165 (1963) Rules for the testing of electric rolling stock on completion of construction and before entry into service.

2. Книги

Лившиц М. и Глекнер Г. Электрические машины. Т. II. Конструкция и изоляция. Перевод с немецкого. М.—Л., ОНТИ НКТП СССР, ГРЭЛ, 1935.

v. Dobbeler C. Konstruktion und Festigkeitsberechnungen elektrischer Maschinen. Moeller-Werr, Leitfaden der Elektrotechnik, III, B. G. Teubner, 1962.

Алексеев А. Е. Конструкция электрических машин. М.—Л., Госэнергоиздат, 1958.
Hütte I, 28. Aufl., Ernst & Sohn 1955, S. 962—964.
Hütte IVa, 28. Aufl. (Elektrotechnik), Ernst & Sohn, 1957.
Siemens Formel-und Tabellenbuch für Starkstrom-Ingenieure. Siemens-Schuckerwerke AG, 1960.
AEG-Hilfsbuch für elektrische Licht- und Kraftanlagen. Allg. Elektricitäts-Ges., 8. Aufl., 1960.
Die Entwicklung der Starkstromtechnik bei den Siemens-Schuckert-Werken. Herausgeber: SSW, Berlin, 1953.
Электрические машины специального назначения. (Доклады конференции, созванной в 1957 г. в г. Дуркхейме.) Перевод с немецкого. М.—Л., Госэнергоиздат, 1960.
Gleichstrombahnen und Gleichstromfahrzeuge. VDE Buchreihe Bd. 6, VDE-Verlag GmbH, 1960.
Электрические приводы на судах. Перевод с немецкого. Л., Судпромгиз, 1963.
Werkstoff-Hanbduch Stahl und Eisen. Verlag Stahleisen-GmbH, Düsseldorf.
Werkstoff-Handbuch Nichteisenmetalle. VDI-Verlag. Düsseldorf.
VDI-Wärmeatlas 1953, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf.
Biezeno C. B. und R. Grammel. Technische Dynamik, 2. Aufl., I. u. II, Springer, 1953.
Ден-Гартог. Механические колебания. 4-е издание книги выпуска 1901 г. М., Физматгиз, 1960.
Диментберг Ф. М. Изгибные колебания вращающихся валов. Изд-во АН СССР, 1959.
Готтер Г. Нагревание и охлаждение электрических машин. Перевод с немецкого. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.
Гребер Г., Эрк С, Григулль У. Основные законы теплопередачи. Перевод с немецкого. Изд-во иностр. лит., 1958.
Hänchen R. Dauerfestigkeitsbilder für Stahl und Gußeisen. C. Hanser 1963, Betriebsbücher 4.
Keil A. Werkstoffe für elektrische Kontakte. Springer, 1960.
Klotter K. Technische Schwingungslehre, Bd. I u. II. Springer, 1951 u. 1960.
Kozesnik J. Maschinendynamik. C. Hanser, 1966.
Meyer H. Die Isolierung großer elektrischer Maschinen. Springer, 1962.
Neuber H. Kerbspannungslehre, 2. Aufl., Springer, 1958.
Нейкирхен И. Угольные щетки и причины непостоянства условий коммутации машин постоянного тока. Перевод с немецкого. М.—Л., ОНТИ ГРЭЛ, 1937.
Peterson R. E. Stress Concentration Factors. John Wiley and Sons, Inc. New Yosk, 1953.
Richter H. Rohrhydraulik. Springer, 1958.
Szabo I. Einführung in die technische Mechanik. 3. Aufl., Springer, 1958.
Szabo I. Höhere technische Mechanik. Springer, 1956.
Ten Bosch M. Berechnung der Maschinenelemente. Springer, 1953.
Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. Перевод 3-го американского издания. М., Физматгиз, 1960.
Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. Перевод с английского. М., Физматгиз, 1959.
Tondl A. Some Problems of Rotor Dynamics. Publishing House of the Czechoslovak Academy of Sciences, 1965.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН